

Experimentelle Untersuchungen zum Saugverhalten von Kreiselpumpen mittlerer spezifischer Drehzahl bei Teillast

Von der Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina
zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

von
Dipl.-Ing. Thorsten A. Schmidt
aus Schotten

| | |
|-----------------------|--------------------------------|
| Eingereicht am: | 18. April 1997 |
| Mündliche Prüfung am: | 21. Oktober 1997 |
| Berichterstatter: | Prof. Dr.-Ing. Günter Kosyna |
| Mitberichterstatter: | Prof. Dr.-Ing. Matthias Bohnet |

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Pfeiderer-Institut für Strömungsmaschinen der Technischen Universität Braunschweig.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Günter Kosyna, Leiter des Instituts, danke ich herzlich für die Anregung zu dieser Arbeit und für die wertvollen Ratschläge, mit denen er ihre Fertigstellung gefördert hat.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Matthias Bohnet danke ich für die Übernahme des zweiten Berichts.

Das wohlwollende Interesse von Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Hartwig Petermann an meiner Arbeit, der zunächst den Vorsitz bei meinem Promotionsverfahren übernommen hatte, habe ich sehr zu schätzen gewußt. Nach dem Tod von Herrn Prof. Petermann hat Herr Prof. Dr. techn. Reinhard Leithner freundlicherweise den Vorsitz übernommen, wofür ich ihm dankbar bin.

Mein Dank gilt außerdem allen Institutsangehörigen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Dabei danke ich ganz besonders Herrn Akad. Direktor Dr.-Ing. Detlev Wulff, der jederzeit zu fachlichen Diskussionen bereit war und mir auch bei den experimentellen Untersuchungen tatkräftig zur Seite stand. Seine freundschaftliche Unterstützung war mir stets eine große Hilfe.

An dieser Stelle sei auch den in der Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA (Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e. V.) vertretenen Firmen gedankt, welche die Forschungsarbeiten finanziell gefördert haben.

Meiner Frau Anja danke ich herzlich für ihre liebevolle Unterstützung.

Braunschweig, im Oktober 1997

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|----|
| Verzeichnis der Bilder | 3 |
| Verzeichnis der Tafeln | 6 |
| Verzeichnis der wichtigsten Formelzeichen und Kennzahlen | 7 |
| 1. Einleitung | 10 |
| 2. Überblick über den Stand der Forschung | 10 |
| 2.1 Teillast-Strömungsphänomene | 11 |
| 2.2 Kavitation | 13 |
| 2.3 Wechselwirkung zwischen Teillast-Strömungsphänomenen und Kavitation | 14 |
| 2.4 Wechselwirkung zwischen Teillast-Strömungsphänomenen und Unstetigkeiten in den Kennlinien | 17 |
| 2.5 Forschungsvorhaben „ <i>NPSH</i> -Verhalten von Halbbaxialpumpen bei Teillast — Teil I“ | 19 |
| 3. Zielsetzung der Arbeit und Vorgehensweise | 24 |
| 4. Versuchsaufbau, Meßtechnik und Meßverfahren | 25 |
| 4.1 Versuchskreislauf | 25 |
| 4.2 Meßtechnik | 26 |
| 4.3 Bestimmung der Strömungsgrößen am Laufradaustritt | 29 |
| 4.3.1 Stationäres Meßverfahren mit einer Fünfloch-Kugelsonde | 29 |
| 4.3.2 Instationäres Meßverfahren mit einer Einloch-Kugelsonde | 29 |
| 4.3.3 Berücksichtigung der Trägheitseffekte bei der Auswertung der instationären Sondenmessungen | 31 |
| 5. Untersuchungen mit Laufrad C | 34 |
| 5.1 Messung der statischen Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor | 34 |
| 5.2 Kennlinienmessungen | 34 |
| 5.3 Bestimmung des Einsetzens der saugseitigen Rezirkulation | 34 |
| 5.4 Kavitationsbeobachtungen | 35 |
| 5.5 Stationäre Sondenmessungen | 35 |
| 5.6 Instationäre Sondenmessungen | 35 |
| 6. Auswertung | 35 |
| 6.1 Verwendete Gleichungen | 35 |
| 6.2 Einfluß der Wasserqualität | 37 |
| 6.3 Unsicherheit der Ergebnisse der Kennlinienmessungen | 38 |
| 6.4 Unsicherheit der Ergebnisse der Sondenmessungen | 39 |
| 7. Ergebnisse der Untersuchungen mit Laufrad C | 41 |
| 7.1 Messung der statischen Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor | 41 |
| 7.2 Kennlinienmessungen | 42 |
| 7.3 Bestimmung des Einsetzens der saugseitigen Rezirkulation | 47 |
| 7.4 Kavitationsbeobachtungen | 49 |
| 7.5 Stationäre Sondenmessungen | 51 |
| 7.6 Instationäre Sondenmessungen | 52 |
| 7.6.1 Meridiangeschwindigkeit c_{3m} | 52 |
| 7.6.2 Geschwindigkeit c_{3u} | 53 |
| 7.6.3 Strömungswinkel β_3 | 53 |

| | | |
|-------|--|----|
| 7.6.4 | Druckzahl ψ_{st} | 54 |
| 7.6.5 | Druckzahl ψ_t | 54 |
| 7.6.6 | Mit dem örtlichen Massestrom gewichteter Totaldruck $\psi_{t,gew}$ | 55 |
| 8. | Vergleich von Meßergebnissen der Laufräder A, B und C | 55 |
| 8.1 | Einfluß von Kavitation bei $NPSH_3\%$ auf die Verteilung der Meridiangeschwindigkeit c_{3m} . | 55 |
| 8.2 | Einfluß von Kavitation bei $NPSH_3\%$ auf die Verteilung des mit dem örtlichen Massestrom gewichteten Totaldrucks $\psi_{t,gew}$ | 56 |
| 9. | Messungen an dem mit Entlastungsschlitzen versehenen Laufrad B | 57 |
| 10. | Zusammenfassung und Schlußfolgerungen | 60 |
| | Schrifttum | 62 |
| | Anhang | 65 |

Verzeichnis der Bilder

Die Bildnummern A... kennzeichnen Bilder des Anhangs.

| | | |
|----------|--|----|
| Bild 1: | Typische $NPSH_{3\%}$ -Kurven von Pumpen mittlerer spezifischer Drehzahl (schematisch) | 10 |
| Bild 2: | Relativer Strömungswinkel β_2 am Laufradaustritt für $\phi/\phi_m = \dot{V}/\dot{V}_{opt} = 1.0$ und $\phi/\phi_m = \dot{V}/\dot{V}_{opt} = 0.65$ (aus [13]) | 13 |
| Bild 3: | Relative Stromlinien am Laufradaustritt für $\dot{V}/\dot{V}_{opt} = 0.65$ (aus [15]) | 13 |
| Bild 4: | Geometrieparameter der von Dreiß untersuchten Entlastungsschlitze (aus [26]) | 15 |
| Bild 5: | Rotationszahl Rot in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl n_q (aus [15]) | 19 |
| Bild 6: | Mit Fadensonden versehene Schaufel von Laufrad B ($\dot{V} = 0.61 \cdot \dot{V}_{opt} \approx 1000 \text{ m}^3/\text{h}$) | 20 |
| Bild 7: | Förderhöhe und max. Blasenlänge l_B von Laufrad B in Abhängigkeit von $NPSH_{vorh}$ bei $\dot{V} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$ | 22 |
| Bild 8: | Kavitationsblasengebiet von Laufrad B ($\dot{V} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh} = 6.5 \text{ m}$) | 22 |
| Bild 9: | Förderhöhe von Laufrad B in Abhängigkeit von $NPSH_{vorh}$ bei $\dot{V} = 1100 \text{ m}^3/\text{h}$ | 23 |
| Bild 10: | Abmessungen des Radialdiffusors für Laufrad C | 26 |
| Bild 11: | Schematische Darstellung der Meßtechnik für die stationären Messungen | 27 |
| Bild 12: | Schematische Darstellung der Meßtechnik für die instationären Nachlaufmessungen | 28 |
| Bild 13: | Zerlegung der Absolutgeschwindigkeit c_{ges} in ihre Komponenten | 29 |
| Bild 14: | Einloch-Kugelsonde (Ausschnitt) | 29 |
| Bild 15: | Meßverfahren | 30 |
| Bild 16: | Modifiziertes Auswertungsverfahren | 32 |
| Bild 17: | Absolutgeschwindigkeit c am Austritt von Laufrad C mit und ohne Berücksichtigung der Trägheitseffekte ($\dot{V} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$) | 33 |
| Bild 18: | Vergleich der Geschwindigkeiten $\overline{c_m}$ (stationär, Fünfloch-Sonde) und $\overline{c_{3m}}$ (instationär, Einloch-Sonde) | 40 |
| Bild 19: | Drosselkurve, Wirkungsgrad- und Leistungsaufnahmekurve von Laufrad C für Betrieb im Radialdiffusor und im Spiralgehäuse | 43 |
| Bild 20: | $NPSH_{3\%}$ -Verlauf von Laufrad C für Betrieb im Radialdiffusor und im Spiralgehäuse | 43 |
| Bild 21: | Einfluß der Stoßverluste am Laufradeintritt auf die Form der Drosselkurve (schematisch) | 44 |
| Bild 22: | Druckdifferenz $p_Z - p_S$ in Abhängigkeit vom Volumenstrom | 47 |
| Bild 23: | Auf den Staudruck in der Meßebebene "S" bezogene Druckdiff. $p_Z - p_S$ in Abh. vom Volumenstrom (Ausschnitt) | 48 |
| Bild 24: | Druckdifferenz $p_Z - p_S$ in Abhängigkeit von der Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ | 49 |
| Bild 25: | $NPSH_{ic}$ -Kurve und $NPSH_{3\%}$ -Kurve von Laufrad C | 50 |
| Bild 26: | Abmessungen der Entlastungsschlitze von Laufrad B (unmaßstäblich) | 58 |
| Bild 27: | Kennlinien und $NPSH_{3\%}$ -Kurven von Laufrad B mit und ohne Entlastungsschlitze | 58 |
| Bild 28: | $NPSH$ -Kennlinien von Laufrad B mit und ohne Entlastungsschlitze für den Volumenstrom $\dot{V} \approx 1000 \text{ m}^3/\text{h}$ | 59 |
| Bild A1: | Versuchskreislauf mit parallelwandigem Leitring | 66 |
| Bild A2: | Parallelwandiger Leitring (Radialdiffusor) für Laufrad C | 67 |
| Bild A3: | Meridianschnitt und Schaufel-Grundriß der Laufräder A, B und C | 68 |
| Bild A4: | Kennlinien der drei untersuchten Laufräder im Radialdiffusor | 70 |
| Bild A5: | Dimensionslose Kennlinien der drei untersuchten Laufräder im Radialdiffusor | 71 |
| Bild A6: | Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor ($\dot{V} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$) | 74 |
| Bild A7: | $NPSH$ -Kennlinien für den Volumenstrombereich von $\dot{V} = 300 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V} = 450 \text{ m}^3/\text{h}$ | 75 |

| | | |
|-----------|--|-----|
| Bild A8: | $NPSH$ -Kennlinien für den Volumenstrombereich von $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$. . . | 75 |
| Bild A9: | $NPSH$ -Kennlinien für den Volumenstrombereich von $\dot{V}=700 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=1200 \text{ m}^3/\text{h}$. . . | 76 |
| Bild A10: | Strömungsgrößen in der Sondenmeßebe "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh}=28 \text{ m}$) | 77 |
| Bild A11: | Strömungsgrößen in der Sondenmeßebe "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=450 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh}=28 \text{ m}$) | 77 |
| Bild A12: | Strömungsgrößen in der Sondenmeßebe "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh}=29 \text{ m}$) | 77 |
| Bild A13: | Strömungsgrößen in der Sondenmeßebe "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh}=29 \text{ m}$) | 78 |
| Bild A14: | Strömungsgrößen in der Sondenmeßebe "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh}=29 \text{ m}$) | 78 |
| Bild A15: | Strömungsgrößen in der Sondenmeßebe "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh}=31 \text{ m}$) | 78 |
| Bild A16: | Strömungsgrößen in der Sondenmeßebe "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=700 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh}=31 \text{ m}$) | 79 |
| Bild A17: | Strömungsgrößen in der Sondenmeßebe "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=800 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh}=30 \text{ m}$) | 79 |
| Bild A18: | Strömungsgrößen in der Sondenmeßebe "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh}=30 \text{ m}$) | 79 |
| Bild A19: | Meridiangeschwindigkeit c_m in der Sondenmeßebe "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt (Messung mit Fünfloch-Kugelsonde) | 80 |
| Bild A20: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb . . . | 81 |
| Bild A21: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb . . . | 82 |
| Bild A22: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb . . . | 83 |
| Bild A23: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb . . . | 84 |
| Bild A24: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 85 |
| Bild A25: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 86 |
| Bild A26: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 87 |
| Bild A27: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 88 |
| Bild A28: | Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 89 |
| Bild A29: | Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 90 |
| Bild A30: | Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 91 |
| Bild A31: | Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 92 |
| Bild A32: | Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 93 |
| Bild A33: | Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 94 |
| Bild A34: | Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 95 |
| Bild A35: | Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 96 |
| Bild A36: | Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 97 |
| Bild A37: | Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 98 |
| Bild A38: | Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 99 |
| Bild A39: | Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 100 |
| Bild A40: | Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 101 |
| Bild A41: | Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 102 |
| Bild A42: | Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 103 |
| Bild A43: | Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 104 |

| | | |
|-----------|--|-----|
| Bild A44: | Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 105 |
| Bild A45: | Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 106 |
| Bild A46: | Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 107 |
| Bild A47: | Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 108 |
| Bild A48: | Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 109 |
| Bild A49: | Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 110 |
| Bild A50: | Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 111 |
| Bild A51: | Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 112 |
| Bild A52: | Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 113 |
| Bild A53: | Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 114 |
| Bild A54: | Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 115 |
| Bild A55: | Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 116 |
| Bild A56: | Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 117 |
| Bild A57: | Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 118 |
| Bild A58: | Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 119 |
| Bild A59: | Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 120 |
| Bild A60: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 121 |
| Bild A61: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 122 |
| Bild A62: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 123 |
| Bild A63: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb | 124 |
| Bild A64: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 125 |
| Bild A65: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 126 |
| Bild A66: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 127 |
| Bild A67: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$ | 128 |
| Bild A68: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad A bei kavitationsfreiem Betrieb . . | 129 |
| Bild A69: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad A bei kavitationsfreiem Betrieb . . | 130 |
| Bild A70: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad A bei $NPSH_{3\%}$ | 131 |
| Bild A71: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad A bei $NPSH_{3\%}$ | 132 |
| Bild A72: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad A bei kavitationsfreiem Betrieb | 133 |
| Bild A73: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad A bei kavitationsfreiem Betrieb | 134 |
| Bild A74: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad A bei $NPSH_{3\%}$ | 135 |
| Bild A75: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad A bei $NPSH_{3\%}$ | 136 |
| Bild A76: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad B bei kavitationsfreiem Betrieb . . | 137 |
| Bild A77: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad B bei kavitationsfreiem Betrieb . . | 138 |
| Bild A78: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad B bei $NPSH_{3\%}$ | 139 |
| Bild A79: | Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad B bei $NPSH_{3\%}$ | 140 |
| Bild A80: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad B bei kavitationsfreiem Betrieb | 141 |
| Bild A81: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad B bei kavitationsfreiem Betrieb | 142 |
| Bild A82: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad B bei $NPSH_{3\%}$ | 143 |
| Bild A83: | Druckzahl $\psi_{t,gew}$ am Austritt von Laufrad B bei $NPSH_{3\%}$ | 144 |

Verzeichnis der Tafeln

Die Tafelnummern A... kennzeichnen Tafeln des Anhangs.

| | | |
|-----------|---|----|
| Tafel 1: | Relative Meßunsicherheiten der Betriebsgrößen | 39 |
| Tafel 2: | Erfahrungswerte für die max. Unsicherheit der $NPSH_{3\%}$ - und $NPSH_{ic}$ -Werte | 39 |
| Tafel A1: | Technische Daten der untersuchten Laufräder A, B und C | 69 |
| Tafel A2: | Meßgrößen, Meßwertaufnehmer und Meßunsicherheiten | 72 |
| Tafel A3: | Berechnung der temperaturabhängigen Stoffgrößen von Wasser | 73 |

Verzeichnis der wichtigsten Formelzeichen und Kennzahlen

| Symbol | Einheit | Bedeutung |
|---------------|----------------|--|
| A | m^2 | Fläche |
| $A_{\dot{V}}$ | 1 | Volumenstromabweichung; $A_{\dot{V}} = \frac{\dot{V}_{\text{Sonde}} - \dot{V}_{MID}}{\dot{V}_{MID}}$ |
| b | m | Breite |
| c | m/s | Absolutgeschwindigkeit |
| \bar{c} | m/s | über dem Laufradumfang gemittelter Wert von c |
| c_p | 1 | Druckkoeffizient |
| c_q | m/s | Querströmungskomponente von c |
| d | m | Durchmesser |
| F_R | N | Reaktionskraft |
| g | m/s^2 | Erdbeschleunigung; $g=9.81 \text{ m/s}^2$ |
| H | m | Förderhöhe der Pumpe |
| $H_{100\%}$ | m | Förderhöhe bei kavitationsfreiem Betrieb |
| $H_{97\%}$ | m | Förderhöhe bei einem kavitationsbedingten Förderhöhenabfall von 3% gegenüber $H_{100\%}$ |
| i | ° | Incidence-Winkel; $i = \beta_1 - \beta_0$ |
| K_A | 1 | Koeffizient zur Berechnung des dynamischen Druckanteils |
| K_B | 1 | Koeffizient zur Berechnung des instationären Druckanteils |
| l_B | m | maximale Länge der Kavitationsblasen |
| l_H | m | Hebelarm, mit dem sich F_R abstützt ($l_H=1.0555 \text{ m}$) |
| $NPSH$ | m | Net Positive Suction Head; Netto-Energiehöhe auf der Saugseite der Pumpe |
| $NPSH_{erf}$ | m | $NPSH$ erforderlich; Netto-Energiehöhe, die zur Erfüllung eines vorgegebenen Kavitationskriteriums erforderlich ist |
| $NPSH_{ic}$ | m | $NPSH$ incipient cavitation; Netto-Energiehöhe bei beginnender Kavitation (diesem Stadium der Kavitation wird eine Länge der Kavitationsblasen von etwa 5 mm zugeordnet) |
| $NPSH_{vorh}$ | m | $NPSH$ vorhanden; Netto-Energiehöhe, die durch die Anlage vorgegeben ist |
| $NPSH_{3\%}$ | m | Netto-Energiehöhe bei einem kavitationsbedingten Förderhöhenabfall um 3% gegenüber $H_{100\%}$ |
| n | 1/s | Drehzahl |
| n_q | 1 | spezifische Drehzahl; $n_q = 333 \cdot n \cdot \dot{V}^{0.5} / (g \cdot H)^{0.75}$ |
| p | N/m^2 | Druck |
| p_b | N/m^2 | Umgebungsdruck |
| p_{dyn} | N/m^2 | dynamischer Druck |
| p_{inst} | N/m^2 | instationärer Druck |
| p_K | N/m^2 | Druck auf der Oberfläche der Kugelsonde |
| p_{st} | N/m^2 | statischer Druck |
| p_t | N/m^2 | Totaldruck |
| p_T | N/m^2 | Dampfdruck des Wassers (Sättigungszustand) |
| P | W | Leistungsaufnahme der Pumpe |
| P_{hyd} | W | hydraulische Nutzleistung |
| P_i | W | innere Leistung |

| Symbol | Einheit | Bedeutung |
|-------------------|--------------------------------|---|
| P_m | W | mechanische Verlustleistung |
| r | m | Radius |
| s | m | Länge einer Stromlinie |
| S_q | 1 | Saugkennzahl; $S_q = n \cdot \dot{V}_{opt}^{0.5} / (g \cdot NPSH_{3\%,opt})^{0.75}$ |
| t | s | Zeit |
| \hat{t} | m | mittlere Schaufelteilung zwischen Laufradein- und Laufradaustritt |
| T | °C | Temperatur |
| u | m/s | Umfangsgeschwindigkeit |
| \dot{V} | m ³ /s | Volumenstrom |
| \dot{V}_{dR} | m ³ /s | Volumenstrom, bei dem die Rezirkulation am Laufradaustritt einsetzt |
| \dot{V}_{max} | m ³ /s | mit einer Pumpe in dem verwendeten Versuchsstand maximal erreichbarer Volumenstrom |
| \dot{V}_{MID} | m ³ /s | mit dem magnetisch-induktiven Durchflußmesser (MID) ermittelter Volumenstrom |
| \dot{V}_{sp} | m ³ /s | Spaltvolumenstrom |
| \dot{V}_{sR} | m ³ /s | Volumenstrom, bei dem die Rezirkulation am Laufradeintritt einsetzt |
| \dot{V}_{stf} | m ³ /s | Volumenstrom bei stoßfreier Anströmung der Schaufel-Eintrittskanten |
| \dot{V}_{Sonde} | m ³ /s | durch Integration der gemessenen Meridiangeschwindigkeitsprofile über der Fläche der Sondenmeßebeine ermittelter Volumenstrom |
| w | m/s | Relativgeschwindigkeit |
| Y | m ² /s ² | spezifische Stutzenarbeit |
| Y_{Sch} | m ² /s ² | spezifische Schaufelarbeit |
| z | 1 | Schaufelzahl |
| z | m | Höhenkoordinate (geodätisch) |
| Z_{st} | m ² /s ² | Stoßverluste |

Griechische Buchstaben

| | | |
|----------------|-------------------|---|
| α | ° | Winkel zwischen u und c |
| α_0 | ° | Winkel, bei dem sich auf der Sondenkontur p_{st} einstellt |
| β | ° | Winkel zwischen w und der negativen u -Richtung |
| Δ | | Differenz |
| Δ | | Meßunsicherheit |
| η | 1 | Wirkungsgrad |
| η_h | 1 | hydraulischer Wirkungsgrad |
| Θ | ° | Winkel zwischen der negativen Strömungsrichtung und einem Punkt der Sondenkopf-Oberfläche (relativer Strömungswinkel) |
| λ | 1 | Leistungszahl; $\lambda = P / (\varrho \cdot A_3 \cdot u_2^3 / 2)$ |
| ϱ | kg/m ³ | Dichte |
| $\sigma_{3\%}$ | 1 | Kavitationszahl; $\sigma_{3\%} = g \cdot NPSH_{3\%} / (u_{1a}^2 / 2)$ |
| φ | ° | Umschlingungswinkel |
| φ | 1 | Lieferzahl; $\varphi = \dot{V} / (A_3 \cdot u_2)$ |
| φ_{sR} | 1 | Lieferzahl, bei der die saugseitige Rezirkulation einsetzt |
| ψ | 1 | Druckzahl; $\psi = Y / (u_2^2 / 2)$ |

| Symbol | Einheit | Bedeutung |
|-----------------|---------|--|
| ψ_{st} | 1 | Druckzahl zur Beurteilung des örtlichen statischen Druckaufbaus zwischen Laufradaustritt und der Meßebe "S" |
| ψ_t | 1 | Druckzahl zur Beurteilung der vom Laufrad erzeugten örtlichen Energiedifferenz zwischen Laufradaustritt und der Meßebe "S" |
| $\psi_{t, gew}$ | 1 | mit dem Massestrom gewichtete Druckzahl zur Beurteilung der örtlichen Leistungsübertragung |
| ω | 1/s | Winkelgeschwindigkeit |

Indizes

| | |
|-------|---|
| a | bezogen auf die äußere Druckmeßebe des Diffusors |
| a | bezogen auf die äußere Flußlinie |
| D | bezogen auf die druckseitige Meßebe |
| gew | gewichtet mit dem örtlichen Massestrom |
| i | bezogen auf die innere Druckmeßebe des Diffusors |
| i | bezogen auf die innere Flußlinie |
| m | bezogen auf die Meridiankomponente |
| M | bezogen auf die Sondenmeßebe |
| opt | bezogen auf den Volumenstrom besten Wirkungsgrades |
| S | bezogen auf die saugseitige Meßebe |
| u | bezogen auf die Umfangsrichtung |
| U | bezogen auf die Druckmeßbohrungen zur Messung der statischen Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor |
| Z | bezogen auf die Druckmeßbohrung unmittelbar vor dem Laufradeintritt |
| 0 | bezogen auf eine Stelle in der ungestörten Strömung auf der Laufradsaugseite, außerhalb des Schaufelkanals |
| 1 | bezogen auf eine Stelle in der schaufelkongruenten Strömung auf der Laufradsaugseite, innerhalb des Schaufelkanals |
| 2 | bezogen auf eine Stelle in der schaufelkongruenten Strömung auf der Laufraddruckseite, innerhalb des Schaufelkanals |
| 3 | bezogen auf eine Stelle in der ungestörten Strömung auf der Laufraddruckseite, außerhalb des Schaufelkanals |
| 4 | bezogen auf eine Stelle innerhalb des Diffusors unmittelbar hinter dem Diffusor Anfang |
| 5 | bezogen auf eine Stelle innerhalb des Diffusors unmittelbar vor dem Diffusorende |

1. Einleitung

Kreiselpumpen¹ mittlerer spezifischer Drehzahl ($n_q \approx 40 \dots 100$) haben in allen technischen Bereichen eine große Verbreitung gefunden, da sie den weiten Übergangsbereich zwischen radialen und axialen Pumpen ausfüllen. Charakteristisch für diesen n_q -Bereich ist die halbaxiale Bauart; da aber teilweise auch die spezifischen Drehzahlen radialer und axialer Pumpen innerhalb der oben angegebenen Grenzen liegen, wird in der vorliegenden Arbeit bevorzugt von "Pumpen mittlerer spezifischer Drehzahl" gesprochen.

Entsprechend der spezifischen Drehzahl ähnelt das Betriebsverhalten dieser Pumpen im unteren n_q -Bereich noch überwiegend dem der Radialpumpen, im oberen n_q -Bereich bereits dem der Axialpumpen. Im Zusammenhang mit dem Betriebsverhalten ist das Teillastgebiet, das alle Förderströme unterhalb des Optimalvolumenstroms umfaßt, von großem Interesse. Insbesondere dort können eine instabile Kennlinie, hohe Schwingungsbelastung, starke Geräuschemission und auch Besonderheiten im Saugverhalten zu Einschränkungen des Volumenstrombereichs führen, in dem die Pumpe mit Rücksicht auf Betriebssicherheit und Standzeit betrieben werden darf. Dabei ist generell festzuhalten, daß der zulässige Volumenstrombereich mit wachsender spezifischer Drehzahl kleiner wird.

Die spezifische Drehzahl allein vermag jedoch das Betriebsverhalten einer Pumpe bei Teillast nicht zu charakterisieren, weil nach unterschiedlichen Auslegungsgrundsätzen entworfene Laufräder gleicher spezifischer Drehzahl oftmals ein unterschiedliches Teillastverhalten zeigen. Besonders auffällig sind die Unterschiede im Saugverhalten: Die $NPSH_{3\%}$ -Verläufe von Pumpen mittlerer spezifischer Drehzahl zeigen häufig den in Bild 1 mit "A" bezeichneten unauffälligen Verlauf, bisweilen aber auch einen Verlauf mit einer ausgeprägten Spitze (Verlauf "B"). Diese $NPSH_{3\%}$ -Spitze ist unerwünscht, da sie den Eindruck einer außerordentlichen Gefährdung der Pumpe durch Kavitation entstehen läßt und mit 60 bis 80% des Auslegungsvolumenstroms in einem Volumenstrombereich auftritt, der in Pumpenanla-

gen häufig auch über längere Zeiträume gefahren werden muß.

Das Betriebsverhalten und damit auch das Saugverhalten der Pumpe in diesem Volumenstrombereich muß vorherbestimmbar sein, um Gewährleistungsprobleme durch nicht erfüllte Betriebswerte oder vorzeitig durch Kavitation verursachte Schäden zu vermeiden. Bei der Laufradauslegung kann ein Auftreten der $NPSH_{3\%}$ -Spitze derzeit noch nicht zuverlässig vorhergesagt werden; dazu bedarf es verbesserter Kenntnisse der das Saugverhalten bei Teillast bestimmenden strömungstechnischen Vorgänge.

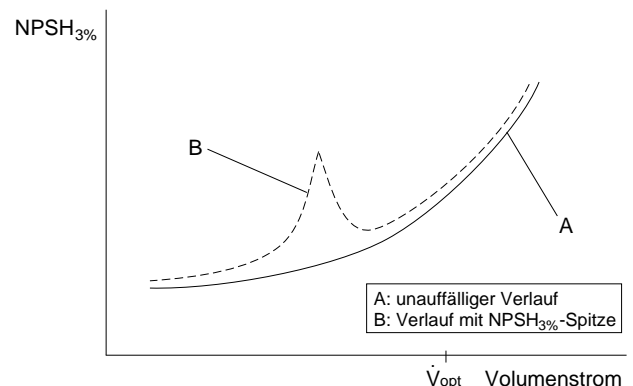


Bild 1: Typische $NPSH_{3\%}$ -Kurven von Pumpen mittlerer spezifischer Drehzahl (schematisch)

Aufgrund des starken Interesses der Pumpenindustrie an dieser Thematik ist am Pfleiderer-Institut für Strömungsmaschinen der Technischen Universität Braunschweig ein zweiteiliges Forschungsvorhaben bearbeitet worden, in dem experimentelle Untersuchungen an insgesamt drei Pumpenlaufrädern durchgeführt worden sind. Die wesentlichen Ergebnisse des ersten Teils dieses Forschungsvorhabens werden im Kapitel 2.5 beschrieben, die Ergebnisse des zweiten Teils sind die Grundlage für die vorliegende Arbeit.

2. Überblick über den Stand der Forschung

Im Teillastgebiet ist der Betrieb von Pumpen unterhalb bestimmter "kritischer" Volumenströme gekennzeichnet durch Strömungsablösungen, durch

¹ Im folgenden kurz "Pumpen" genannt.

die Ausbildung von Rezirkulationszonen am Laufradeintritt und Laufradaustritt sowie durch das Rotieren der Förderflüssigkeit in der Saugleitung (Vorrotation). Da die genannten Phänomene das Betriebsverhalten von Pumpen ganz erheblich beeinflussen können, werden in den folgenden Abschnitten dieses Kapitels Ergebnisse aus der Literatur zu diesem Themenkomplex dargestellt.

2.1 Teillast-Strömungsphänomene

Vor allem die Rezirkulation am Laufradeintritt (saugseitige Rezirkulation) wird mit einer Vielzahl von Phänomenen in Verbindung gebracht. Für die Entstehung dieser Erscheinung findet man in der Literatur häufig folgende Erklärung: Unterhalb eines "kritischen" Volumenstroms, der vor allem durch die konstruktive Gestaltung des Laufradeintritts bestimmt wird, kommt es aufgrund einer Fehlanströmung² der Laufschaufeln zu Grenzschichtablösungen. Dadurch wird der Energiegehalt einzelner Fluidteilchen so stark verringert, daß aufgrund des Druckanstiegs im Laufrad ein örtliches Rückströmen des Fluids vom Laufradeintritt in das Saugrohr einsetzt. Durch die Drehung des Laufrads wird der Rückströmung ein Gleichdrall aufgeprägt.

Die Intensität der Rezirkulation vergrößert sich in Richtung Nullförderung, dabei dehnt sich das Rückströmungsgebiet vor allem stromaufwärts aus. Nach *Palgrave* [1] kann sich dieses Vorrotationsgebiet über mehr als fünfzehn Rohrleitungsdurchmesser in die Saugleitung hinein erstrecken.

Nach Ansicht von *Sen et al.* [2] haben folgende Parameter einen Einfluß auf die Grenzschichtablösung im Laufrad:

- Corioliskraft (Rotationseinfluß)
- Zentrifugalkraft aufgrund der Krümmung der Stromlinien
- Verzögerung der Relativströmung zwischen Laufradeintritt und Laufradaustritt
- Verhältnis von Eintritts- zu Austrittsfläche (Meridiangeschwindigkeitsverhältnis)
- Form des Laufrads im Meridianschnitt
- Stärke der Schaufeln in Deckscheibennähe
- Viskositätseinflüsse

Sen et al. betonen, daß aufgrund der komplexen Kanalströmung die stabilisierenden und destabilisierenden Einflüsse der einzelnen Parameter auf die Grenzschichtablösung im Laufrad nicht isoliert betrachtet werden dürfen, weil jede Größe eine andere verstärken, aber auch kompensieren kann.

Weiß [3] hat bei der Untersuchung dreier Pumpenlaufräder niedriger spezifischer Drehzahl ($n_q=20/32/50$) festgestellt, daß im Bereich des Laufradeintritts neben der bekannten "Schaufeleintrittskanten-Rezirkulation" ein weiteres Rezirkulationsgebiet auftritt. Diese Rückströmungszone, die *Weiß* als "Kanalkrümmen-Rezirkulation" bezeichnet, entsteht durch Ablösung der Grenzschicht an der Deckscheibe im Übergangsbereich von axialer zu radialer Erstreckung der Deckscheibe. Dabei spielt die Meridiankontur des Laufrads eine entscheidende Rolle. *Weiß* geht davon aus, daß dieses Rückströmungsgebiet bei radialen und halbaxialen Laufrädern sowohl im Teillastgebiet als auch bereits im Auslegungspunkt auftreten kann. Nach den Beobachtungen dieses Autors weitet sich das Gebiet der "Kanalkrümmen-Rezirkulation" bei starker Volumenstromreduzierung bis zur Schaufeleintrittskante aus und verbindet sich dort mit dem bereits ausgebildeten Gebiet der "Schaufeleintrittskanten-Rezirkulation". Da die räumliche Distanz zwischen den Entstehungsorten dieser beiden Rezirkulationsgebiete bei handelsüblichen Laufrädern oft verhältnismäßig klein ist, kann eine Unterscheidung der beiden Rückströmungsgebiete laut *Weiß* schwierig sein.

Palgrave weist in [4] darauf hin, daß grundsätzlich auch im Überlastgebiet bei großen Incidence-Winkeln Bedingungen vorliegen können, die das Einsetzen der saugseitigen Rezirkulation begünstigen. Nach Aussage des Autors hat dieser Sachverhalt in der Praxis jedoch keine Bedeutung, weil die von den meisten Pumpen erzeugten Druckgradienten bei Volumenströmen oberhalb des Auslegungspunktes zu gering sind, um Rückströmung entstehen zu lassen.

Manche bei Betrieb von Pumpen im Teillastgebiet beobachteten Erscheinungen werden auch mit dem Auftreten der Rezirkulation am Laufradaustritt (druckseitige Rezirkulation) begründet. Die Entstehung des druckseitigen Teillastwirbels läßt sich

² Die Fehlanströmung wird durch den Incidence-Winkel $i = \beta_1 - \beta_0$ beschrieben.

nach *Palgrave* [1] sowie *Pfleiderer* und *Petermann* [5] für Radialmaschinen folgendermaßen erklären: Aufgrund der Arbeitsübertragung vom Laufrad auf das Fluid und wegen der Sekundärströmungen im Schaufelkanal, die durch die Drehbewegung des Laufrads sowie durch die Reibung an den Kanalwänden hervorgerufen werden, sinkt die Relativgeschwindigkeit auf der Schaufelsaugseite vor dem Kanalende deutlich ab. Wird der Volumenstrom unter den Auslegungsvolumenstrom verringert, so führt die Fehlanströmung der Laufschaufeln im Teillastgebiet zu zusätzlichen Energieverlusten; außerdem werden die oben erwähnten Sekundärströmungen verstärkt. Als Folge davon wird der Geschwindigkeitsunterschied zwischen der Schaufeldruck- und der Schaufelsaugseite am Laufradaustritt mit abnehmendem Volumenstrom immer größer, bis beim Erreichen eines bestimmten Volumenstroms schließlich Rückströmung einsetzt.

Bei den halbaxialen Laufrädern mit schrägliegender Druckkante sowie bei den Axialmaschinen ändert sich die Umfangsgeschwindigkeit entlang der Druckkante. Um im Auslegungspunkt an alle Fluidteilchen die gleiche Schaufelarbeit übertragen zu können, ist der Winkel β_{2i} im allgemeinen größer als β_{2a} . Die kleinen Austrittsradien können deshalb bei Teillastbetrieb die jeweilige Förderhöhe nur bei einem kleineren Teilvolumenstrom "erzeugen" als die großen Austrittsradien, so daß es im Teillastgebiet ab einem bestimmten Volumenstrom auch bei diesen Laufrädern zur Rückströmung an der Druckkante kommt [5].

Über die Frage, ob eine Wechselwirkung zwischen den beiden Rezirkulationsgebieten besteht, sind sich die Wissenschaftler uneinig. Während beispielsweise *Palgrave* [1] und *Peck* [6] von einem zusammenhängenden Rückströmungsgebiet ausgehen, kam *Tanaka* [7] aufgrund seiner Untersuchungen an mehreren axialen Laufrädern zu dem Schluß, daß es keine direkte gegenseitige Abhängigkeit zwischen den Rückströmungen am Laufradein- und Laufradaustritt gibt. *Fraser* [8] und *Karassik* [9] wiederum sind der Ansicht, daß das Einsetzen der saugseitigen Rezirkulation bei einem Durchmesser Verhältnis $d_1/d_2 \geq 0.5$ durch die druckseitige Rückströmung angeregt werden kann. Und *Yedidia* erwähnt in [10], daß es häufig eine

Wechselwirkung zwischen der druckseitigen und der saugseitigen Rezirkulation gibt.

Teillast-Rezirkulationen können folgende unerwünschte Auswirkungen auf den Betrieb von Pumpen haben [2, 8, 11, 12]:

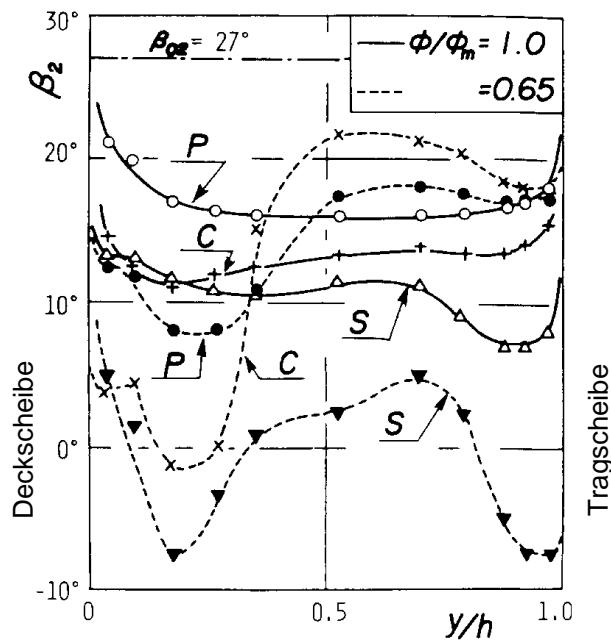
- Erhöhung der Leistungsaufnahme und Verschlechterung des Wirkungsgrades
- Erzeugung von Vibrationen und Geräuschen
- Bei gleichzeitigem Auftreten von Kavitation Entstehung von starken Volumenstrom- und Druckpulsationen ("surging")
- Dynamische Belastung von Bauteilen
- Kavitationsschäden am Laufrad sowie an Einbauten und Leitvorrichtungen

Ob eine Pumpe im Volumenstrombereich der saugseitigen Rezirkulation betrieben werden darf, hängt nach *Palgrave* [1, 4] von der Umfangsgeschwindigkeit u_{1a} ab: Beträgt u_{1a} mehr als etwa 25 bis 30 m/s, sollte die Pumpe wegen der dann häufig auftretenden starken Druckpulsationen nicht unterhalb des Volumenstroms \dot{V}_{sR} betrieben werden. Bei moderaten Umfangsgeschwindigkeiten im Bereich zwischen etwa 18 und 25 m/s ist ein Betrieb mit leichter Rezirkulation akzeptabel, und unterhalb von $u_{1a}=18$ m/s begrenzt die saugseitige Rezirkulation den zulässigen Betriebsbereich einer Pumpe im allgemeinen nicht.

Interessante Ergebnisse im Zusammenhang mit der Laufradströmung bei Betrieb im Teillastgebiet ergeben sich aus Untersuchungen von *Murakami et al.* [13] an einem radialen Pumpenlaufrad mit 7 Schaufeln, bei denen u. a. die Winkel β_2 der Relativströmung am Laufradaustritt gemessen worden sind (s. Bild 2).

Wie man in Bild 2 erkennt, sind die Winkel β_2 im Optimalpunkt $\varphi/\varphi_m = \dot{V}/\dot{V}_{opt} = 1.0$ verhältnismäßig gleichmäßig über der Kanalbreite zwischen Trag- und Deckscheibe verteilt; lediglich an den Radseitenwänden ist ein leichter Anstieg von β_2 zu beobachten, der nach Ansicht der Autoren durch Sekundärströmungen verursacht wird. Auch in Umfangsrichtung unterscheiden sich die gemessenen Winkelverläufe nicht sehr stark voneinander.

Bei dem Teillastvolumenstrom $\varphi/\varphi_m = \dot{V}/\dot{V}_{opt} = 0.65$ ergibt sich ein völlig verändertes Abströmprofil.



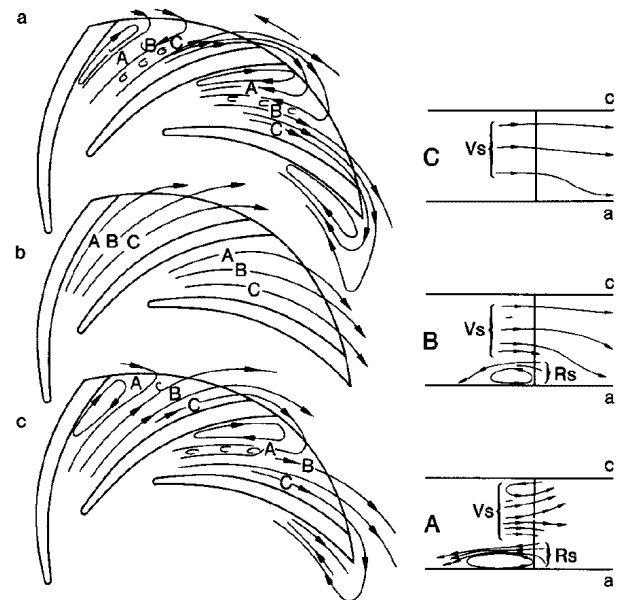
Der Schaufelwinkel am Laufradaustritt beträgt $\beta_2 = 27^\circ$.

S ... Schaufelsaugseite
 C ... Mitte zw. Schaufelsaug- und -druckseite
 P ... Schaufeldruckseite
 y ... Abstand von der Deckscheibe
 h ... Laufradaustrittsbreite

Bild 2: Relativer Strömungswinkel β_2 am Laufradaustritt für $\phi/\phi_m = \dot{V}/\dot{V}_{opt} = 1.0$ und $\phi/\phi_m = \dot{V}/\dot{V}_{opt} = 0.65$ (aus [13])

Starke Rückströmung, gekennzeichnet durch negative Winkel β_2 , tritt in der Nähe der Deckscheibe von der Schaufelsaugseite bis hin zur Kanalmitte auf. Eine weitere Rückströmungszone befindet sich an der Tragscheibe nahe der Schaufelsaugseite.

Auf der Basis der Ergebnisse von *Murakami et al.* haben *Haupt et al.* [14] die in Bild 3 dargestellten relativen Stromlinien am Laufradaustritt konstruiert. Wie man Bild 3 entnehmen kann, strömt örtlich Flüssigkeit von der Schaufeldruckseite über die Schaufelaustrittskante zur Schaufelsaugseite des nachfolgenden Schaufelkanals und bildet dort ein Rückströmungsgebiet. Diese Erscheinung, die in der Nähe der Deckscheibe besonders ausgeprägt ist, widerspricht der weitverbreiteten Annahme, daß die Rückströmung am Laufradaustritt ihren Ursprung in der Vorwärtsströmung desselben Schaufelkanals hat. Da die Rückströmung auf der Schaufelsaugseite ablöst, kann sie nach Ansicht von *Haupt et al.* ihre hohe Druck- und Geschwindigkeitsenergie nicht auf die Schaufel übertragen,



a ... an der Deckscheibe
 b ... Mitte zwischen beiden Radseitenwänden
 c ... an der Tragscheibe
 A ... Schaufelsaugseite
 B ... Kanalmitte
 C ... Schaufeldruckseite
 Vs ... Vorwärtsströmung
 Rs ... Rückströmung

Bild 3: Relative Stromlinien am Laufradaustritt für $\dot{V}/\dot{V}_{opt} = 0.65$ (aus [15])

so daß ein großer Teil dieser Energie bis zum Laufradeintritt erhalten bleibt, wo das aus dem Laufrad austretende Fluid die Vorrotation verursacht.

Hergt und Jaberg [15] haben bei der Messung der Abströmung von drei verschiedenen Pumpenlaufrädern eine große Übereinstimmung mit den in Bild 3 gezeigten Stromlinien festgestellt. Sowohl *Hergt und Jaberg* als auch *Haupt et al.* bringen die beschriebenen Strömungsverläufe mit rotierenden Abreißerscheinungen (Rotating Stall) in Verbindung.

2.2 Kavitation

Unter Kavitation versteht man die Entstehung und das anschließende schlagartige Zusammenbrechen von Dampfblasen in einer Flüssigkeit. Die Dampfblasen entstehen, wenn der statische Druck — beispielsweise durch Übergeschwindigkeiten bei der Umströmung der Laufschaufel-Eintrittskanten — örtlich bis auf den zur Verdampfung der Flüssigkeit führenden Druck p_{krit} absinkt.

Obwohl p_{krit} durch den Gehalt der Flüssigkeit an gelösten Gasen und Kavitationskeimen beeinflusst wird, weicht dieser Druck nach Aussage von *Stoffel* [16] bei den in technischen Kreisläufen vorliegenden Bedingungen im allgemeinen nicht wesentlich vom thermodynamischen Dampfdruck p_T ab, der für eine gegebene Flüssigkeit ausschließlich von der Temperatur abhängt. Die Dampfblasen werden in der Strömung mitgeführt und implodieren dort, wo der örtliche statische Druck den Druck p_{krit} wieder übersteigt.

Bei Betrieb mit Kavitation wird das Strömungsfeld im Laufrad durch die räumliche Ausdehnung der Dampfblasen, durch die Beeinflussung der Grenzschichten auf den Laufschaufeln und durch die Druckrandbedingung an der Phasengrenzfläche gegenüber kavitationsfreiem Betrieb verändert [16]. Da die Dampfblasen den für den Durchfluß nutzbaren Querschnitt verkleinern und die dadurch erzeugten Übergeschwindigkeiten nur unvollständig in Druck umgesetzt werden, fallen Förderhöhe und Wirkungsgrad ab einer bestimmten Kavitationsintensität ab [5]. Durch die Implosion der Dampfblasen kann es zu Materialverlusten kommen (Kavitationserosion). Als weitere unerwünschte Auswirkungen der Kavitation werden in der Literatur u. a. der Anstieg des Geräuschpegels sowie ein unruhiger Lauf der Pumpe genannt [17, 18, 19].

Bei Pumpen mit radialen und halbaxialen Laufrädern bildet sich bei Kavitation bevorzugt ein zusammenhängendes Dampfblasengebiet aus, das in unmittelbarer Nähe der Schaufeleintrittskante beginnt und an der Schaufeloberfläche anliegt. Meistens fluktuiert das stromab gelegene "Ende" des Dampfgebietes zyklisch, wobei die Fluktuationsfrequenz nach *Stoffel* [16] "im Sinne einer konstanten *Strouhal*-Zahl mit der mittleren Kavitationslänge und der charakteristischen Strömungsgeschwindigkeit verknüpft ist".

2.3 Wechselwirkung zwischen Teillast-Strömungsphänomenen und Kavitation

Insbesondere die saugseitige Rezirkulation hat einen großen Einfluß auf das Kavitationsverhalten eines Laufrads. Dies zeigt sich beispielsweise im Verlauf der $NPSH_{ic}$ -Kurve, welche die beginnende Kavitation auf den Schaufeloberflächen

kennzeichnet. Diese Kurve hat ihr Minimum in der Nähe des Volumenstroms stoßfreien Eintritts [2, 16, 20, 21]. Wird der Volumenstrom reduziert, so steigen die $NPSH_{ic}$ im Teillastgebiet wegen der zunehmenden Fehlanströmung der Laufschaufeln zunächst stark an. Der Volumenstrom des $NPSH_{ic}$ -Maximums stimmt nach *Sen et al.* [2] und *Schiavello* [22] mit dem Volumenstrom überein, bei dem die Ablösungen in den äußeren Bereichen der Schaufeleintrittskanten einsetzen. Die Beobachtungen dieser Autoren haben ergeben, daß die saugseitige Rückströmung bei einem geringfügig kleineren Volumenstrom als dem mit dem $NPSH_{ic}$ -Maximum beginnt. Andere Autoren deuten dagegen das Maximum des $NPSH_{ic}$ -Verlaufs unmittelbar als Zeichen für das Einsetzen des saugseitigen Teillastwirbels [20, 21, 23].

Bei weiterer Volumenstromverminderung sinken die $NPSH_{ic}$ -Kurven wieder steil ab, was mit der plötzlichen Veränderung der Strömungsverhältnisse am Laufradeintritt zusammenhängt [1, 20, 21, 23]: Da die rückströmende der zuströmenden Flüssigkeit einen Gleichdrall aufprägt³ und durch die Versperrung des äußeren Laufradeintrittsbereichs die Meridiangeschwindigkeit der Zuströmung im Nabenbereich vergrößert wird, verkleinert sich dort der Incidence-Winkel. Weil außerdem auf den inneren Radien die Umfangsgeschwindigkeit und damit auch die Stoßverluste kleiner sind als auf den äußeren Radien, verbessern sich die Strömungsbedingungen in der Zuströmzone erheblich.

In [4] schreibt *Palgrave*, daß das Maximum der $NPSH_{ic}$ -Kurve eng verbunden ist mit ähnlichen Unstetigkeiten in den $NPSH_{erf}$ -Kurven für niedrigen kavitationsbedingten Förderhöhenabfall gegenüber $H_{100\%}$ ($NPSH_{x\%}$ -Kurven). Außerdem ist seinen Angaben zufolge in dem entsprechenden Volumenstrombereich sehr häufig auch in der Drosselkurve eine Unstetigkeit zu finden. *Palgrave* betont, daß diese Unstetigkeiten nicht notwendigerweise bei demselben Volumenstrom auftreten, daß

³ *Stoffel* und *Krieger* [24] haben bei ihren Luftversuchen an einem radialen Pumpenlaufrad mit doppeltgekrümmten Schaufeln beobachtet, daß die Umfangsgeschwindigkeitskomponente der aus dem Laufrad zurückströmenden Flüssigkeit mit abnehmendem Volumenstrom anwächst und bei $\dot{V}=0$ nahezu die Größe der Geschwindigkeit u_1 erreicht.

sie aber zumindest sehr dicht beieinander liegen. Deshalb kann nach Aussage dieses Autors aus einer festgestellten Unstetigkeit in einer der genannten Kurven näherungsweise auf das Einsetzen der saugseitigen Rückströmung geschlossen werden.

Kubota *et al.* [25] haben bei ihren Untersuchungen an Halbbaxialrädern festgestellt, daß die von ihnen aufgetragenen σ - \dot{V} -Kurven (mit $\sigma = NPSH_{3\%}/H_{97\%}$) in der Nähe des Einsetzens der saugseitigen Rückströmung unstetig werden und dort eine Spitze aufweisen. Die Autoren gehen davon aus, daß die Unstetigkeiten durch Veränderungen des Strömungsbildes im Eintrittsbereich des Laufrads verursacht werden, welche wiederum auf den saugseitigen Teillastwirbel zurückzuführen sind.

Eine mögliche Erklärung für die Entstehung einer $NPSH_{3\%}$ -Spitze, die allerdings nicht unmittelbar mit der saugseitigen Rezirkulation verknüpft ist, liefert Dreiß in [26]. Häufig wird eine $NPSH_{3\%}$ -Spitze durch eine "schleichend" abfallende $NPSH$ -Kennlinie⁴ verursacht⁵. Dreiß kommt aufgrund seiner Untersuchungen der Kavitation in einem radialen Pumpenlaufrad durch instationäre Druckmessungen im rotierenden System zu dem Schluß, daß der Verlauf einer $NPSH$ -Kennlinie von der Art der auftretenden Kavitation abhängt. Seinen Beobachtungen zufolge können an den Schaufeln anliegende Blasengebiete, die bevorzugt bei stationären⁶ Strömungsverhältnissen vorliegen, einen zusätzlichen Auftrieb erzeugen. Dieser Auftrieb wirkt den durch die Kavitation verursachten Druckverlusten entgegen, so daß die Förderhöhe selbst bei ausgeprägter Kavitation zunächst nicht abfallen muß oder sogar gegenüber kavitationsfreiem Betrieb erhöht sein kann. Werden die Blasengebiete bei weiterer Absenkung der Netto-Energiehöhe $NPSH_{v or h}$ instationär und lösen mehr oder weniger periodisch von den Laufschaufeln ab, dann verlieren sie ihre Auftriebswirkung. Da-

durch werden die durch die Kavitation verursachten Druckverluste schlagartig sichtbar, und die $NPSH$ -Kennlinie fällt steil ab. Lösen die Blasengebiete hingegen bereits bei hohen $NPSH_{v or h}$ von den Laufschaufeln ab (z. B. aufgrund instationärer Strömungsverhältnisse im Laufrad), so können sie unabhängig vom Kavitationsgrad keinen Auftrieb erzeugen. Dadurch führen die kavitationsbedingten Verluste mit zunehmender Kavitationsintensität sukzessive zu einem Förderhöhenabfall, und es entsteht eine "schleichend" abfallende $NPSH$ -Kennlinie, die — wie bereits erwähnt wurde — häufig die Ursache für eine $NPSH_{3\%}$ -Spitze ist.

In [26] und [28] berichtet Dreiß von experimentellen Untersuchungen an einem Halbbaxialrad ($n_q=80$) sowie einem Axialrad ($n_q=215$) einer Unterwassermotorpumpe, die gezeigt haben, daß eine $NPSH_{3\%}$ -Spitze durch geeignete konstruktive Gestaltung sogenannter Laufschaufel-Entlastungsschlitz⁷ abgeschwächt oder sogar vollständig beseitigt werden kann. Bei den Entlastungsschlitzten handelt es sich um schlitzförmige Durchbrüche in den Laufschaufeln von der Schaufeldruck- zur Schaufelsaugseite (vgl. Bild 4).

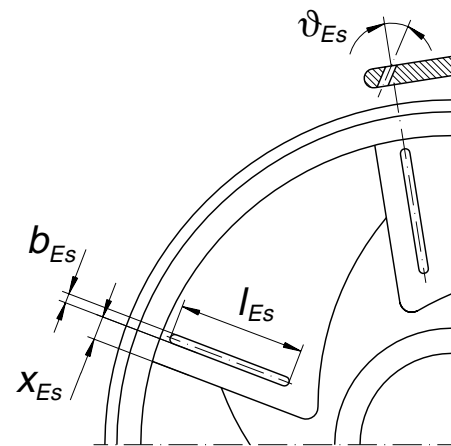


Bild 4: Geometrieparameter der von Dreiß untersuchten Entlastungsschlitz (aus [26])

Der Autor hat festgestellt, daß die Charakteristik der $NPSH$ -Kennlinien insbesondere im Bereich der $NPSH_{3\%}$ -Spitze bei beiden Laufrädern durch die Verwendung von Entlastungsschlitzten grundlegend verändert wird: Ohne Entlastungsschlitzte ergibt sich ein "schleichender" Abfall der

⁴ Mit " $NPSH$ -Kennlinie" wird im folgenden die Auftragung der durch einen Kavitationsversuch ermittelten Abhängigkeit der Förderhöhe von $NPSH_{v or h}$ bezeichnet (\dot{V} und n sind dabei konstant).

⁵ Siehe z. B. die Abschnitte 2.5 (insbesondere Bild 7) und 7.2 der vorliegenden Arbeit sowie die Dissertation von Thamsen [27].

⁶ Im Sinne einer makroskopischen Betrachtungsweise, d. h. ohne instationäre Phänomene wie Rotating Stall usw.

⁷ Im folgenden kurz "Entlastungsschlitzte" genannt.

NPSH-Kennlinien, mit Entlastungsschlitz wird bei Verringerung der Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ zunächst eine Überhöhung der *NPSH*-Kennlinien gegenüber $H_{100\%}$ und daran anschließend ein Steilabfall der Förderhöhe beobachtet. *Dreiß* vermutet, daß durch die Entlastungsschlitz das Auftreten von instationärer Kavitation mit dem damit einhergehenden Auftriebsverlust in Richtung der tieferen $NPSH_{vorh}$ -Werte verschoben wird. Nach Ansicht dieses Autors ist hierfür möglicherweise eine Schwingungsdämpfung⁸ innerhalb der Blasengebiete verantwortlich, durch die diese über einen größeren $NPSH_{vorh}$ -Bereich schaufelanliegend bleiben.

Wegen des von *Dreiß* beschriebenen zum Teil starken Einflusses von Entlastungsschlitz auf die *NPSH*-Kennlinien eines Laufrads ist auch im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Laufrad mit *NPSH*-Spitze mit Entlastungsschlitz versehen und untersucht worden. Über die Ergebnisse dieser Untersuchungen, bei denen sich keine signifikante Veränderung des Saugverhaltens durch die Entlastungsschlitz ergab, wird in Kapitel 9 berichtet.

Verschiedene Autoren [20, 23, 29] haben beobachtet, daß sich der Ort der ersten Blasenbildung auf den Laufschaufeln mit dem Einsetzen der saugseitigen Rezirkulation verändert. Bei Volumenströmen ohne Teillastwirbel entstehen die Kavitationsblasen auf den äußersten Abschnitten der Schaufeleintrittskanten, weil dort die Umfangsgeschwindigkeit maximal ist. Bei Volumenströmen mit Rückströmung verlagert sich der Ort der ersten Blasenbildung in Richtung Nabe. Nach Ansicht von *Oshima* [29] wird die Ausbildung von Kavitation auf den äußeren Radien verhindert, weil die Rückströmung in diesem Bereich den statischen Druck erhöht. *Tillner* und *Lehmann* [30], die bei Ausbildung eines Teillastwirbels eine Verlagerung des Blasenlängenmaximums vom Außenbereich des Laufradeintritts zur Nabe hin beobachtet haben, begründen diesen Vorgang mit der "Entlastung" der äußeren Schaufelbereiche durch den mit Gleichdrall rotierenden Teillastwirbel.

⁸ Die instationären Druckmessungen von *Dreiß* haben ergeben, daß in einem schaufelanliegenden Blasengebiet nicht permanent Dampfdruck herrscht, sondern daß dort hochfrequente Druckschwankungen auftreten.

Im Zusammenhang mit der Ausdehnung des Blasengebietes weist *Palgrave* [1] zusätzlich darauf hin, daß es auch bei scheinbar nicht vorhandenem Teillastwirbel zu einer "schwingenden" Veränderung der Kavitationsblasenlängen kommen kann. Dieses Phänomen tritt seiner Ansicht nach in Betriebspunkten auf, bei denen sich in der Nähe der Schaufeleintrittskante ein laufradinterner Wirbel ausgebildet hat, der nicht in die Saugleitung hinausströmt.

Um hohe Saugzahlen mit den daraus resultierenden niedrigen $NPSH_{erf}$ -Werten zu erreichen, werden Pumpenlaufräder oft mit großen Eintrittsdurchmessern ausgeführt. Bei sehr kleinen Volumenströmen, niedrigen $NPSH_{vorh}$ und Betrieb im saugseitigen Rezirkulationsgebiet kommt es bei solchen Laufrädern häufig zu einer Instabilität, die üblicherweise mit "cavitation surge", "inlet surging" oder einfach nur "surging" bezeichnet wird. Dieser Vorgang besteht aus dem periodischen Anwachsen und Zusammenbrechen einer ausgedehnten Kavitationsblase im Saugrohr, wodurch Druckpulsationen niedriger Frequenz, aber sehr hoher Amplitude erzeugt werden. Die typischen Frequenzen dieses Vorgangs liegen nach Angaben von *Palgrave* [1] und *Yedidiah* [31] etwa zwischen 1 und 6 Hz.

Fraser [8] weist darauf hin, daß sich beim Betrieb einer Pumpe im saugseitigen und druckseitigen Rezirkulationsgebiet in der Grenzschicht zwischen der aus dem Laufrad herausströmenden und der in das Laufrad hineinströmenden Flüssigkeit Wirbel hoher Geschwindigkeit bilden. Nach Aussage des Autors kann der statische Druck im Wirbelkern dabei selbst bei verhältnismäßig hohen $NPSH_{vorh}$ -Werten unter den Dampfdruck des Fluids sinken, so daß es dort zu Kavitation kommt. Sind die Kavitationsvorgänge im Saugstutzen sehr ausgeprägt (kavitierende Wirbelzöpfe), so wird nach *Tillner* und *Lehmann* [30] eine "absolute Trennung" zwischen der vom Laufrad beeinflussten Strömung und der unbefluchten Zuströmung hervorgerufen. Ihren Beobachtungen zufolge existiert bei kavitierendem Teillastwirbel im Inneren der Saugleitung "eine drallfreie Kernströmung, die durch die äußere Drallströmung des Teillastwirbels nicht mehr beeinflusst wird".

Tillner und *Lehmann* [30, 32] haben außerdem beobachtet, daß das vom saugseitigen Teillastwir-

bel vor dem Laufrad erzeugte Geschwindigkeits- und Druckfeld nicht nur vom Volumenstrom, sondern zusätzlich auch von der Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ abhängt. Sie kamen zu dem Ergebnis, daß der saugseitige Teillastwirbel bei kavitationsfreiem Betrieb der Pumpe seine größte axiale Erstreckung erreicht und seine Größe und Intensität mit zunehmender Dampfproduktion abnimmt. Erklären läßt sich dieses Phänomen nach Aussage der Autoren mit dem Anwachsen der Blasegebiete auf den Schaufeloberflächen bei Absenkung der $NPSH_{vorh}$, wodurch sich das Auftriebsverhalten der Schaufeln verändert. Die erzeugten Unterdrücke werden kleiner, und ihre "Beeinflussungsmöglichkeit" auf die Strömung vor dem Laufrad verringert sich.

Einen großen Einfluß auf die $NPSH_{erf}$ -Werte eines Laufrads hat die Gestaltung des Meridianschnitts (z. B. Laufrad-Eintrittsdurchmesser, Lage der Schaufeleintrittskante) und der Schaufeln (z. B. Anzahl, Winkelverlauf, Profilierung). Von besonderer Bedeutung ist in diesem Zusammenhang die Lage des Volumenstroms \dot{V}_{sR} in Bezug auf den Auslegungs- bzw. Optimalvolumenstrom.

Nach *Stoffel* [16] kann man besonders niedrige $NPSH_{3\%}$ -Werte im Auslegungspunkt einer Pumpe erzielen, wenn der Volumenstrom stoßfreien Eintritts \dot{V}_{stf} deutlich über dem Auslegungspunkt der Pumpe liegt. Auch *Tillner* und *Lehmann* [30, 32] weisen darauf hin, daß ein Laufrad dann gute Saugeigenschaften über einen großen Volumenstrombereich hat, wenn der Volumenstrom schaufelneutrale Zuströmung größer als der Volumenstrom besten Wirkungsgrades ist. Die Autoren begründen dies damit, daß die saugseitige Rückströmung bei einem entsprechend ausgelegten Laufrad schon bei schwacher Teillast einsetzt. Ihrer Ansicht nach ist die bei vorhandenem Teillastwirbel auftretende Gesamtdruckanreicherung ("Energieaufladung") im Saugstutzen die Ursache dafür, daß eine Pumpe noch bei sehr niedrigen Energieniveaus ansaugen kann. *Florjancic et al.* [33] vertreten dagegen die Ansicht, daß es im Hinblick auf einen günstigen $NPSH_{erf}$ -Verlauf im Teillastgebiet in vielen Fällen sinnvoll ist, auf eine sehr gute Saugfähigkeit im Optimalpunkt zu verzichten, d. h. den Beginn der saugseitigen Rezirkulation zu kleinen Volumenströmen zu verschieben.

Stoffel und *Ludwig* weisen in [21] darauf hin, daß auch der Spaltvolumenstrom das Einsetzen der saugseitigen Rezirkulation und die $NPSH_{erf}$ -Werte beeinflussen kann. Sie begründen dies mit einer durch den Spaltvolumenstrom verursachten Verzerrung des Meridiangeschwindigkeitsprofils und der Induzierung eines Gleichdralls, wodurch die Geschwindigkeitsdreiecke an den Schaufeleintrittskanten verändert werden.

Umfangreiche Untersuchungen zum Einfluß des Spaltvolumenstroms auf die Betriebsgrößen einer Spiralgehäusepumpe mit kegelförmigem saugseitigen Dichtspalt wurden von *Lünzmann* [34] durchgeführt. Durch Anwendung eines Meßverfahrens, das die direkte Messung des Spaltvolumenstroms unter praxisnahen Betriebsbedingungen ermöglicht, bestimmt der Autor u. a. die Größe von Primär- und Sekundäreinflüssen des Spaltvolumenstroms (s. auch *Petermann* [35]) in Abhängigkeit von der Spaltweite. Ein Ergebnis dieser Untersuchungen ist, daß bei kleiner Spaltweite der Förderhöhenabfall bei kleineren $NPSH_{vorh}$ -Werten einsetzt als bei großer Spaltweite, daß dafür aber die Förderhöhe bei kleinen Spaltweiten wesentlich steiler absinkt als bei großen Spaltweiten. Laut *Lünzmann* deutet der allmählich beginnende Rückgang der Förderhöhe bei großen Spaltweiten darauf hin, "daß durch den Spaltstromeinfluß die Empfindlichkeit der Laufradströmung auf die an der Eintrittskante entstehenden Kavitationszonen vermindert wird".

2.4 Wechselwirkung zwischen Teillast-Strömungsphänomenen und Unstetigkeiten in den Kennlinien

Die Rezirkulationen am Laufradein- und Laufradaustritt wirken sich häufig auch auf den Verlauf der Kennlinien einer Pumpe aus. So kann beispielsweise der Verlauf der Drosselkurve durch eine durch die saugseitige Rezirkulation bedingte "Stromlinienverschiebung" beeinflusst werden. *Gülich* [12] erklärt diesen Sachverhalt wie folgt: Die Förderhöhe einer Pumpe setzt sich aus drei Anteilen zusammen:

$$\frac{H}{\eta_h} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_0^2 - w_3^2}{2 \cdot g} + \frac{c_3^2 - c_0^2}{2 \cdot g} \quad (1)$$

Der erste Summand kennzeichnet den Förderhöhengewinn infolge der Zentrifugalkräfte,

der zweite Summand beschreibt den Einfluß der Verzögerung der Relativgeschwindigkeit, und der dritte Summand gibt den Einfluß der Beschleunigung der Absolutgeschwindigkeit im Laufrad an. Während die ersten beiden Terme für die statische Druckerhöhung im Laufrad verantwortlich sind, beschreibt der dritte Term die Zunahme an kinetischer Energie, die erst in der Leitvorrichtung zu einem großen Teil in statische Druckenergie umgesetzt wird. Im Gegensatz zu den dynamischen Anteilen ist der zentrifugale Anteil der Förderhöhe unabhängig vom Volumenstrom und den Schaufelwinkeln.

Die saugseitige Rezirkulation versperrt den äußeren Bereich des Laufradeintrittsquerschnitts, so daß das Fluid — zumindest bei Laufrädern mit zur Drehachse geneigter Eintrittskante — auf einem kleineren mittleren Durchmesser in die Beschauelung eintritt. Durch diese "Stromlinienverschiebung" wird eine Vergrößerung des zentrifugalen Anteils der Förderhöhe verursacht, welche sich insbesondere bei Pumpen hoher spezifischer Drehzahl⁹ in einem starken Anstieg der Förderhöhe in Richtung Nullförderung bemerkbar macht. Die bei Pumpen niedriger spezifischer Drehzahl ($n_q < 25 \dots 30$) häufig beobachtete gegen $\dot{V}=0$ fallende oder zumindest sehr flach werdende Drosselkurve kann dagegen durch eine zu schwach ausgeprägte Rückströmung bzw. "Stromlinienverschiebung" am Laufradeintritt verursacht sein.

In Kapitel 2.1 ist erläutert worden, daß sich bei einer Änderung des Volumenstroms zwangsläufig auch die Strömungsverhältnisse im Laufrad verändern. Inwieweit dadurch der Verlauf der Kennlinien beeinflusst wird, hängt von der Art bzw. dem Ausmaß dieser Veränderung ab. So geht beispielsweise *Gülich* [36] davon aus, daß eine Pumpe dann eine stabile Drosselkurve besitzt, wenn es bei Verkleinerung des Volumenstroms weder am Laufradeintritt noch am Laufradaustritt zu einer plötzlichen Änderung der Geschwindigkeitsverteilung kommt, d. h. daß sich Ablösungs- und Rückströmungszonen möglichst kontinuierlich und

ortsfest vergrößern sollten. Kommt es bei behutsamer Verkleinerung des Volumenstroms zu einer plötzlichen Änderung des Strömungsbildes, so ist nach Ansicht dieses Autors "gemäß dem Prinzip des kleinsten Zwanges eine Verringerung der Förderhöhe zu erwarten, die umso größer ausfällt, je markanter die Änderung des Strömungsbildes war." *Gülich* berichtet in diesem Zusammenhang davon, daß häufig eine Verlagerung des druckseitigen Rezirkulationsgebietes von der Deckscheibe zur Tragscheibe oder umgekehrt erfolgt. Der dabei zwangsläufig durchlaufene Volumenstrombereich mit nahezu verschwindender Rückströmung ist laut *Gülich* mit einem Einbruch der Förderhöhe verknüpft, der sich in einer sattelförmigen Instabilität der Drosselkurve äußern kann.

Auch Hysterese-Erscheinungen in der Drosselkurve werden nach *Gülich* [36] durch eine schlagartige Veränderung der Strömungsform am Laufradaustritt verursacht, wobei diese in Abhängigkeit von der Richtung der Volumenstromänderung bei verschiedenen Volumenströmen erfolgt. Ursachen hierfür sind nach *Gülich* z. B. ein "Ablöseverzögerung", bei dem die Ablösung sehr plötzlich einsetzt und schlagartig ein großes Gebiet erfaßt, oder auch der Beginn der Rezirkulation am Laufradeintritt, weil sich diese auf die Strömungsverteilung am Laufradaustritt auswirken kann.

Unstetigkeiten in den Drosselkurven von Pumpen im Volumenstrombereich $\dot{V}/\dot{V}_{opt}=0.5 \dots 0.75$ werden häufig mit dem Einsetzen der Rezirkulation am Laufradeintritt in Verbindung gebracht [23, 37]. Nach *Hergt* und *Starke* [23] können Instabilitäten in den Kennlinien aber auch in der Nähe des Optimalvolumenstroms auftreten, wobei diese sogenannte Vollastinstabilität insbesondere Pumpen mit beschauelten Leiträdern und spezifischen Drehzahlen $n_q > 30$ betrifft. Die Erscheinung wird durch eine Rückströmung aus dem Leitrad entgegen der Laufrad-Drehrichtung verursacht, die wiederum durch eine Laufradabströmung mit sehr kleinen Abströmwinkeln an der Deckscheibe bewirkt wird. Die Autoren weisen darauf hin, daß die Vollastinstabilität mit einem Wirkungsgradabfall verbunden ist, der bei der Instabilität aufgrund des Einsetzens der saugseitigen Rezirkulation nicht auftritt.

⁹ Diese Pumpen besitzen i. a. verhältnismäßig große Saugmündungsdurchmesser, bei denen sich eine ausgeprägte Rezirkulation und somit auch eine starke "Stromlinienverschiebung" ergeben kann.

Hergt und *Jaberg* [15] haben bei der Messung der Laufradabströmung von drei verschiedenen radialen Pumpenlaufrädern beobachtet, daß sich bei allen drei Pumpen beim Auftreten der Vollastinstabilität ausgeprägte Ablösungszonen an der Deckscheibe ausbilden. Die Strömungsbilösungen entstehen — ausgehend von den Ecken zwischen Deckscheibe und Schaufelsaugseiten — in Form eines beginnenden rotierenden Abreißens, das ungleichmäßig über die Schaufelkanäle des Laufrads verteilt ist. In den Ablösungszonen ist die Geschwindigkeitskomponente c_u sehr klein, wodurch der Förderhöhenverlust bei auftretender Vollastinstabilität erklärt werden kann.

Gottschalk berichtet in [38] über Untersuchungen der Kennlinienstetigkeit von Radialventilatoren mit zweidimensionalen, d. h. einfach gekrümmten Beschaukelungen. Auch er verbindet die Kennlinieninstabilität mit dem Auftreten von rotierenden Abreißerscheinungen in der Laufradbeschaukelung. Seiner Ansicht nach wird durch das Verhältnis von Coriolis- zu Trägheitskräften bestimmt, ob die Kennlinie eines Radialventilators stabil oder instabil verläuft. Der entsprechende Parameter ist die sogenannte Rotationszahl, die als Kehrwert der *Rossby-Zahl* definiert wird:

$$Rot = \frac{\omega \cdot \hat{t}}{w_1} \quad (2)$$

In Gleichung 2 wird die mittlere Schaufelteilung \hat{t} (senkrecht zur Strömungsrichtung) als charakteristische Länge verwendet. Nach Ansicht des Autors wird eine Kennlinie instabil, wenn die Rotationszahl unter einen bestimmten kritischen Wert fällt, der i. a. vom Auslegungspunkt des Laufrads und damit auch von der Laufradgeometrie abhängt. Wie die Untersuchungen von *Gottschalk* außerdem gezeigt haben, wirkt sich das rotierende Abreißen in Abhängigkeit vom Parameter b_2/d_2 unterschiedlich auf die Kennlinieninstabilität aus: Bei hohen Werten von b_2/d_2 ist die Kennlinieninstabilität sehr deutlich ausgeprägt, während sie bei kleinen b_2/d_2 -Werten — auch bei vorhandenem Rotating Stall — nahezu verschwindet.

Hergt und *Jaberg* [15] haben die Rotationszahlen

$$Rot = \frac{\omega \cdot \hat{t}}{w_1} \approx \frac{\omega \cdot \hat{t}}{u_1} \quad (3)$$

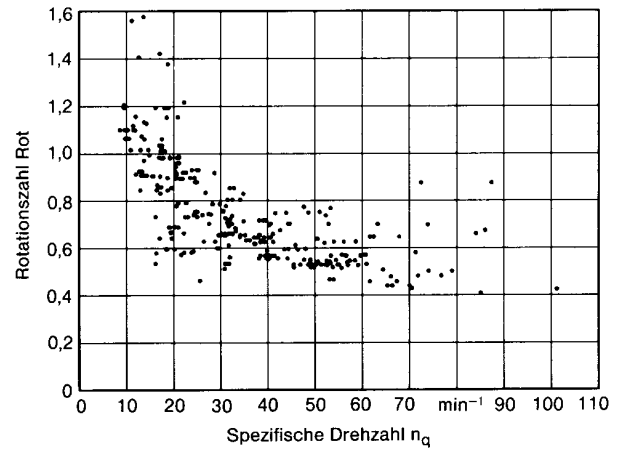


Bild 5: Rotationszahl Rot in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl n_q (aus [15])

zahlreicher handelsüblicher Laufräder verschiedener spezifischer Drehzahl berechnet und in ein Diagramm eingetragen. Wie Bild 5 zeigt, untermauert ihr Ergebnis die Aussagen von *Gottschalk*: Im n_q -Bereich bis etwa 30 ergibt sich eine steil abfallende Kurve, die in Richtung der größeren spezifischen Drehzahlen nahezu horizontal verläuft. Da Kennlinieninstabilitäten insbesondere bei Laufrädern höherer spezifischer Drehzahl auftreten und für diese niedrige Rotationszahlen charakteristisch sind, ist es nach Ansicht von *Hergt* und *Jaberg* sehr wahrscheinlich, daß bei Auftreten der Vollastinstabilität ein bestimmter kritischer Wert von Rot unterschritten und die Kennlinieninstabilität durch rotierende Abreißerscheinungen verursacht wird.

2.5 Forschungsvorhaben “*NPSH*-Verhalten von Halbaxialpumpen bei Teillast — Teil I”

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Meßergebnisse aus dem ersten Teil des Forschungsvorhabens “*NPSH*-Verhalten von Halbaxialpumpen bei Teillast” [39, 40] erläutert. Im Sinne einer logischen (und nicht chronologischen) Gliederung der vorliegenden Arbeit sind in diesem Kapitel bereits Erkenntnisse enthalten, die erst im Rahmen des Anschlußvorhabens “*NPSH*-Verhalten von Halbaxialpumpen bei Teillast — Teil II” gewonnen worden sind. Dazu gehören u. a. die mit Hilfe von Fadensonden bestimmten Volumenströme des Einsetzens der saugseitigen Rezirkulation \dot{V}_{sR} , die Formulierung der Problematik des $NPSH_{3\%}$ -Kriteriums durch Gleichung 4 (s. Seite 23) sowie die Feststellung, daß die saugseitige Rezirkulation durch Kavi-

tationserscheinungen am Laufradeintritt ausgelöst werden kann.

Bei keiner der in den vorangegangenen Abschnitten genannten Untersuchungen wurden Versuche, die Einblick in die Strömungsvorgänge im Laufrad bei Kavitation geben, durchgeführt. In dieses Problemfeld zielen die im Rahmen des Forschungsvorhabens „*NPSH*-Verhalten von Halbaxialpumpen bei Teillast — Teil I“ durchgeführten experimentellen Untersuchungen an zwei (mit „A“ und „B“ bezeichneten) Laufrädern. Beide Laufräder (s. Bild A3¹⁰) entstammen einstufigen Spiralgehäusepumpen und besitzen eine spezifische Drehzahl $n_q \approx 61$. Die wesentlichen technischen Daten der Laufräder sind in Tafel A1 wiedergegeben.

Laufrad A ist das verkleinerte Modell eines in einer REA-Wäscherpumpe eingesetzten Laufrads. Das Laufrad besitzt fünf auffällig lange Schaufeln mit weit in den Saugmund vorgezogenen Eintrittskanten sowie mit einer großen Überdeckung in Umfangsrichtung. Trotz der achsparallelen Austrittskante variieren die Schaufelaustrittswinkel über der Austrittsbreite stark. Laufrad B entstammt einer Serienpumpe. Dieses Laufrad hat sieben kurze Schaufeln mit einer geringen Überdeckung in Umfangsrichtung. Auch Laufrad B besitzt eine achsparallele Austrittskante, die Winkel β_2 sind hier jedoch über der Austrittsbreite konstant.

In Bild A4 sind für die untersuchten Laufräder jeweils die Drosselkurve, die Leistungsaufnahmekurve, die Wirkungsgradkurve sowie der *NPSH*_{3%}-Verlauf dargestellt. Zusätzlich ist in jedem Diagramm der Volumenstrom \dot{V}_{sR} gekennzeichnet, bei dem beim Drosseln des Volumenstroms die saugseitige Rezirkulation einsetzt¹¹. Der Beginn der saugseitigen Rezirkulation ist bei den Laufrädern A und B durch die Beobachtung von im Eintrittsbereich der Laufschaufeln angebrachten Fadensonden bestimmt worden (vgl. auch Kapitel 5.3).

¹⁰ Die mit A... bezeichneten Bilder und Tafeln befinden sich im Anhang.

¹¹ Bei den untersuchten Laufrädern konnte kein Unterschied zwischen dem jeweiligen Volumenstrom der beginnenden Rezirkulation (beim Drosseln) und dem Volumenstrom der verschwindenden Rezirkulation (bei Vergrößerung des Volumenstroms) beobachtet werden. In der vorliegenden Arbeit wird deshalb im Hinblick auf eine bessere Lesbarkeit des Textes ausschließlich der Begriff „beginnende Rezirkulation“ verwendet.

Bild 6 zeigt eine mit diesen Fadensonden versehene Schaufel von Laufrad B.



Bild 6: Mit Fadensonden versehene Schaufel von Laufrad B ($\dot{V}=0.61 \cdot \dot{V}_{opt} \approx 1000 \text{ m}^3/\text{h}$)

Die Kennlinien von Laufrad A sind bis auf eine Unstetigkeit im Volumenstrombereich um $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ weitgehend unauffällig. Die *NPSH*_{3%}-Kurve zeigt, daß dieses Laufrad über einen weiten Volumenstrombereich nahezu konstante und insgesamt relativ niedrige *NPSH*_{3%}-Werte aufweist, so daß Laufrad A bei der vergleichenden Untersuchung das „Laufrad ohne *NPSH*_{3%}-Spitze“ darstellt. Die saugseitige Rezirkulation setzt bei Laufrad A bei etwa $\dot{V}_{sR}=450 \text{ m}^3/\text{h}$ ein und verursacht keine signifikanten Änderungen des Betriebsverhaltens.

Die Drosselkurve von Laufrad B verläuft sehr flach und besitzt, wie auch die Leistungsaufnahme- und die Wirkungsgradkurve, im Volumenstrombereich zwischen etwa $\dot{V}=970 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=1070 \text{ m}^3/\text{h}$ eine Hysterese. Diese Hysterese tritt nur bei langsamer Betätigung des Drosselschiebers in Erscheinung, bei zügiger Veränderung des Volumenstroms ist in dem entsprechenden Volumenstrombereich lediglich eine Unstetigkeit in den Kurven festzustellen. Die Besonderheit dieser Hysterese ist, daß die Förderhöhe mit abnehmendem Volumenstrom ansteigt bzw. mit zunehmendem Volumenstrom abfällt, d. h. sie verläuft entgegengesetzt zu der bekannten Drosselkurvenhysterese von Axialmaschinen. Mit dem Förderhöhenanstieg¹² von rund

¹² Der Förderhöhenanstieg läßt sich auch durch Integration der im Nachlauf gemessenen örtlichen Gesamtdruckerhöhungen über dem Laufradaustritt ermitteln, d. h. er wird in erster Linie durch die Strömung im Laufrad und nicht durch Strömungserscheinungen im Radialdiffusor hervorgerufen.

6% sind eine Wirkungsgraderhöhung um etwa 3% sowie eine Vergrößerung der Leistungsaufnahme um ebenfalls etwa 3% verbunden. Die $NPSH_{3\%}$ -Kurve dieses Laufrads zeigt, daß im Volumenstrombereich der Hysterese sowohl "normale" als auch deutlich überhöhte $NPSH_{3\%}$ -Werte gemessen werden, wegen der Laufrad B bei den Untersuchungen das "Laufrad mit $NPSH_{3\%}$ -Spitze" darstellt. Die saugseitige Rezirkulation beginnt bei diesem Laufrad bei etwa $\dot{V}_{sR}=985 \text{ m}^3/\text{h}$; interessanterweise setzt die Rezirkulation sowohl auf dem unteren als auch auf dem oberen Verlauf der Drosselkurve bei dem gleichen Volumenstrom ein. Auch bei Laufrad B sind beim Volumenstrom \dot{V}_{sR} keine signifikanten Veränderungen des Betriebsverhaltens zu beobachten — man kann die Pumpe auf beiden Kurvenverläufen in das Rezirkulationsgebiet "hineinfahren"¹³ bzw. aus dem Rezirkulationsgebiet "herausfahren", ohne den jeweiligen Kurvenverlauf zu verlassen.

In Bild A5 sind die dimensionslosen Kennlinien der Laufräder wiedergegeben, wobei die Druckzahl ψ , die Lieferzahl φ und auch die Leistungszahl λ auf den Laufradaustritt bezogen werden. Lediglich die Kavitationskennzahl $\sigma_{3\%}$ wird auf den Laufradeintritt bezogen. Die Definitionen der genannten dimensionslosen Kennzahlen können im "Verzeichnis der wichtigsten Formelzeichen und Kennzahlen" nachgelesen werden.

Bei der Beantwortung der Frage, wodurch bei Laufrad B die stark unterschiedlichen $NPSH_{3\%}$ -Werte im Volumenstrombereich der Hysterese verursacht werden, ist von Bedeutung, daß die Pumpe dort bei dem gleichen Volumenstrom mit zwei verschiedenen Förderhöhen betrieben werden kann. In Bild 7 sind die beiden $NPSH$ -Kennlinien von Laufrad B für den Volumenstrom $\dot{V}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ dargestellt¹⁴. Die in dieses Bild eingebrachten kleinen Diagramme zeigen die über dem Laufradumfang gemittelten Meridiangeschwindigkeitsprofile

für mehrere $NPSH_{vorh}$ -Werte, wobei mit "DS" und "TS" die Deckscheibe bzw. Tragscheibe bezeichnet sind.

Bei der oberen $NPSH$ -Kennlinie, die man ausgehend von einem Betriebspunkt des oberen Verlaufs der Hysterese erhält, liegt bei kavitationsfreiem Betrieb ein verhältnismäßig ausgeglichenes Meridiangeschwindigkeitsprofil über der Laufradbreite vor. Beim Absenken der $NPSH_{vorh}$ ist lediglich eine moderate Schwächung des Durchsatzes in der tragscheibenseitigen Laufradhälfte sowie eine geringe Verstärkung an der Deckscheibe zu beobachten. Bei dieser $NPSH$ -Kennlinie setzt schon bei großen Netto-Energiehöhen ein schwacher Förderhöhenabfall ein, so daß die Förderhöhe $H_{97\%}$ bereits bei $NPSH_{vorh} \approx 6.5 \text{ m}$ erreicht wird. Im $NPSH_{3\%}$ -Verlauf verursacht der "schleichende" Förderhöhenabfall dieser $NPSH$ -Kennlinie die Spitze, welche eine scheinbar vergrößerte Kavitationsgefahr signalisiert.

Beginnt die $NPSH$ -Kennlinie mit einem Betriebspunkt des unteren Verlaufs der Hysterese, dann erfolgt der Hauptdurchsatz bei kavitationsfreiem Betrieb an der Tragscheibe. Wird die Netto-Energiehöhe verringert, dann beeinflusst die beginnende Kavitation die Strömungsform bis zu $NPSH_{vorh} \approx 9.5 \text{ m}$ nur unwesentlich, und die Förderhöhe bleibt annähernd konstant. Bei $NPSH_{vorh} \approx 9.5 \text{ m}$ verändert sich die Strömungsstruktur im Laufrad erheblich, und es stellt sich ein Meridiangeschwindigkeitsprofil ein, das charakteristisch für den oberen Verlauf der $NPSH$ -Kennlinie ist, d. h. es liegt nun ein relativ ausgewogenes \bar{c}_{3m} -Profil mit etwas vergrößerter Meridiangeschwindigkeit an der Deckscheibe vor. Gleichzeitig steigt die Förderhöhe deutlich an. Bei weiterer Verringerung der Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ stimmen die beiden $NPSH$ -Kennlinien (im Rahmen der Meßgenauigkeit) völlig überein. Die Förderhöhe $H_{97\%}$ wird bei der unteren $NPSH$ -Kennlinie erst bei $NPSH_{vorh} \approx 3.3 \text{ m}$ erreicht.

Bemerkenswert ist, daß die maximalen Längen der Kavitationsblasen l_B (s. Bild 7) für beide Kurvenverläufe identisch sind. Daraus folgt, Bild 8 zeigt dies deutlich, daß die $NPSH_{3\%}$ -Spitze nicht durch

¹³ Die untere Grenze des Hysteresegebietes befindet sich — wie oben bereits erwähnt wurde — bei dem Volumenstrom $\dot{V}=970 \text{ m}^3/\text{h}$, also unterhalb von \dot{V}_{sR} .

¹⁴ An dieser Stelle sei am Rande darauf hingewiesen, daß die bei der Messung der beiden $NPSH$ -Kennlinien zusätzlich bestimmten Pumpenwirkungsgrade bei einer Auftragung über der Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ qualitativ die gleichen Kurvenverläufe ergeben wie die in Bild 7 gezeigten $NPSH$ -Kennlinien.

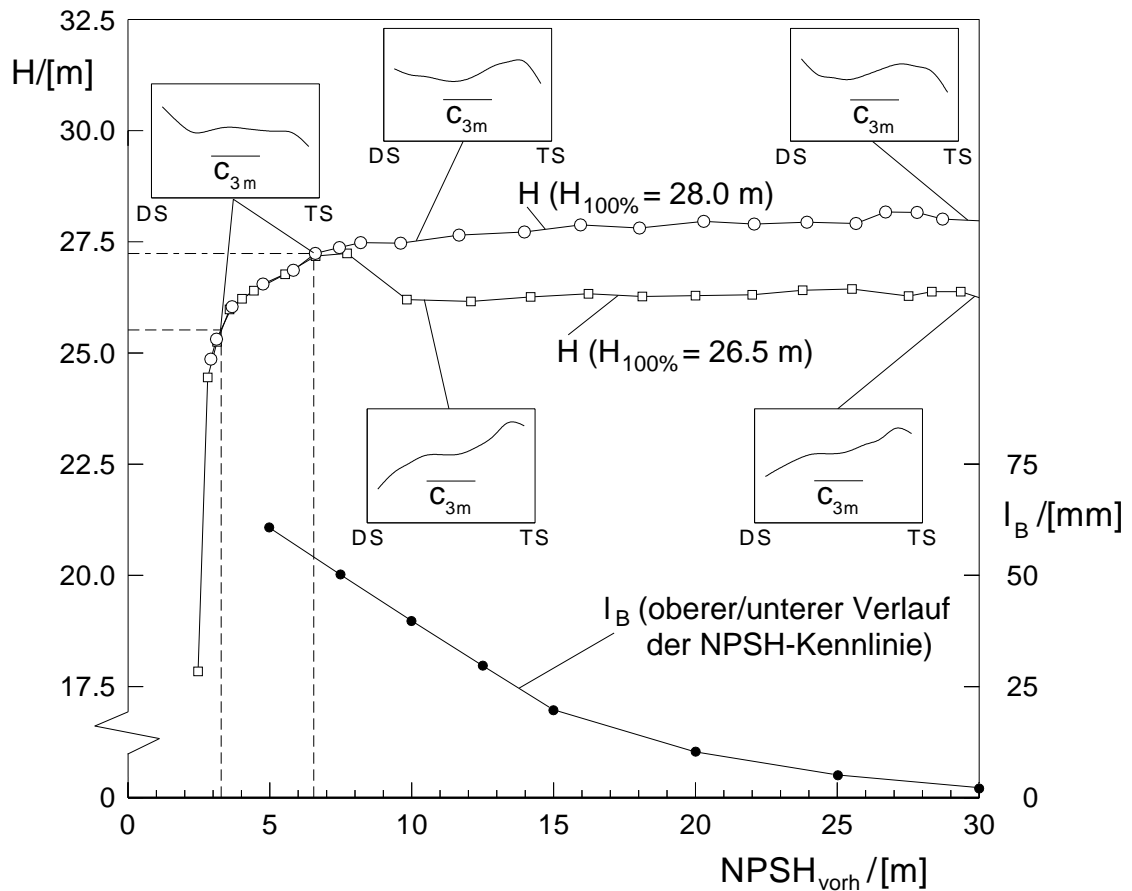


Bild 7: Förderhöhe und max. Blasenlänge l_B von Laufrad B
in Abhängigkeit von $NPSH_{vorh}$ bei $\dot{V}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$

eine extreme Ausdehnung des kavitationsbedingten Blasengebiets¹⁵ hervorgerufen wird.

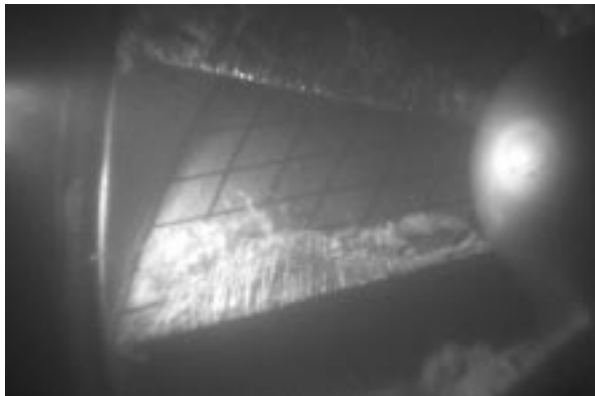


Bild 8: Kavitationsblasengebiet von Laufrad B
($\dot{V}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{vorh}=6.5 \text{ m}$)

Die Kavitationsbeobachtungen lassen auch keine Unterschiede im optischen Erscheinungsbild der Dampfblasengebiete beider $NPSH$ -Kennlinien bei jeweils gleichen $NPSH_{vorh}$ -Werten erkennen. Damit ist das Ergebnis von Dreiß, daß der Verlauf einer

$NPSH$ -Kennlinie von der Art der auftretenden Kavitation (anliegende oder abgelöste Blasengebiete; s. auch Kapitel 2.3) abhängt, hier nicht ohne weiteres übertragbar.

Eine interessante Beobachtung ist, daß bei $NPSH_{vorh}$ -Werten von weniger als etwa 8.5 m — die beiden $NPSH$ -Kennlinien haben hier bereits den gleichen Verlauf — an den Eintrittskanten im Übergangsbereich von der Laufschaufel zur Deckscheibe Rezirkulationserscheinungen zu beobachten sind. Bei noch kleineren Netto-Energiehöhen bilden sich sogar Wirbelzöpfe aus, die deutlich vor das Laufrad reichen. Da die saugseitige Rezirkulation bei kavitationsfreiem Betrieb, wie die Beobachtung der Fadensonden gezeigt hat, bei diesem Volumenstrom noch nicht eingesetzt hat, muß sie direkt oder indirekt durch die Kavitationserscheinungen am Laufradeintritt verursacht werden. Das kavitationsbedingte Einsetzen der Rezirkulation führt möglicherweise bei der unteren $NPSH$ -Kennlinie zur Umformung der Strömung und damit zum Übergang des unteren Verlaufs der $NPSH$ -Kennlinie in den oberen Verlauf. In diesem

¹⁵ Das auf die Laufschaufel aufgezeichnete Raster in Bild 8 besitzt einen Linienabstand von jeweils 20 mm.

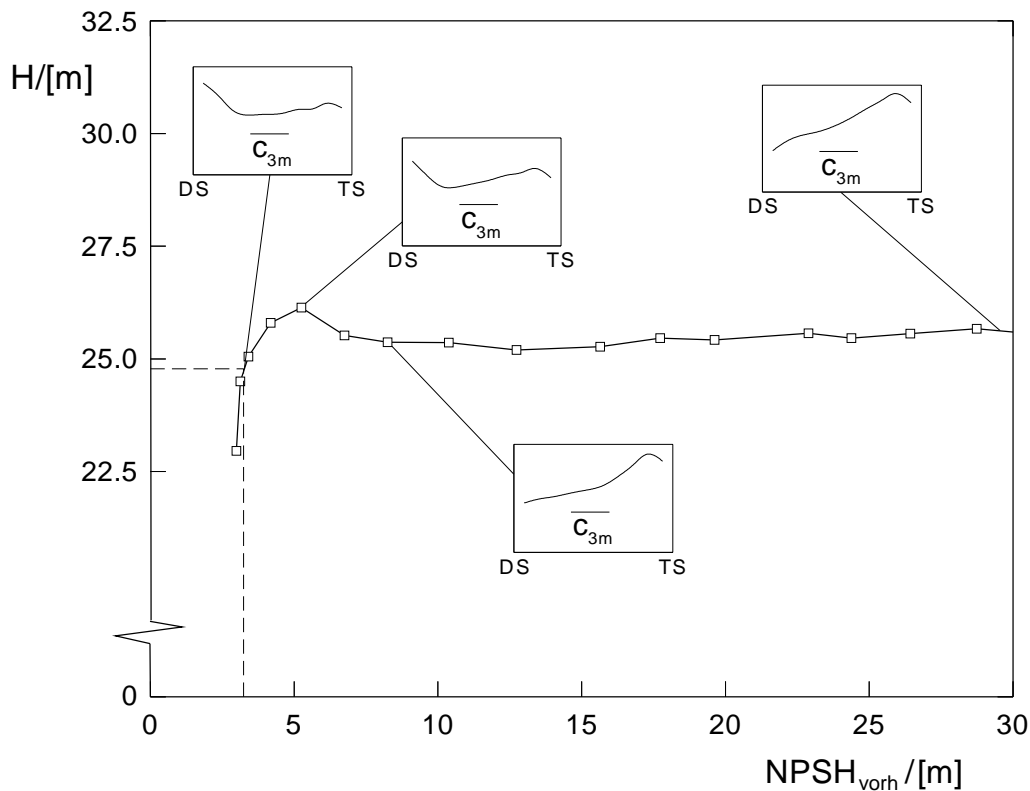


Bild 9: Förderhöhe von Laufrad B in Abhängigkeit von $NPSH_{vorh}$ bei $\dot{V}=1100 \text{ m}^3/\text{h}$

Fall müßte, da die saugseitige Rezirkulation bei kavitationsfreiem Betrieb die Umformung der Strömung nicht auslöst, durch die Dampfblasengebiete wenigstens eine weitere Randbedingung gegenüber kavitationsfreiem Betrieb verändert worden sein, welche die Umformung ermöglicht.

Wird die Netto-Energiehöhe — ausgehend vom jeweils niedrigsten $NPSH_{vorh}$ -Wert der beiden $NPSH$ -Kennlinien — wieder vergrößert, dann befinden sich alle Meßwerte auf dem Verlauf der oberen $NPSH$ -Kennlinie. Eine Umformung in umgekehrter Richtung von einem verhältnismäßig ausgewogenen $\overline{c_{3m}}$ -Profil in ein Meridiangeschwindigkeitsprofil mit tragscheibenseitigem Durchflußschwerpunkt findet nicht statt.

Die beschriebene Umformung der Strömung tritt bei Laufrad B nicht nur im Bereich der Hysterese auf, sondern auch bei größeren Volumenströmen bis hin zu etwa $\dot{V}=1200 \text{ m}^3/\text{h}$. Bild 9 zeigt die $NPSH$ -Kennlinie dieses Laufrads für den Volumenstrom $\dot{V}=1100 \text{ m}^3/\text{h}$. Wie für Betriebspunkte des unteren Verlaufs der Drosselkurve typisch, befindet sich der Schwerpunkt des Durchsatzes bei kavitationsfreiem Betrieb zunächst an der Tragscheibe. Auch bei diesem Volumenstrom verändert

die einsetzende Kavitation das Meridiangeschwindigkeitsprofil am Laufradaustritt kaum, und die Förderhöhe bleibt zunächst nahezu konstant. Erst bei $NPSH_{vorh} \approx 7 \text{ m}$ strukturiert sich die Strömung im Laufrad um, und es entwickelt sich wieder das ausgeglichene $\overline{c_{3m}}$ -Profil mit vergrößerter Meridiangeschwindigkeit an der Deckscheibe. Mit der Umformung ist ein Förderhöhengewinn von etwa 3% verbunden. Bei weiterer Verkleinerung der $NPSH_{vorh}$ sinkt die Förderhöhe dann sehr stark ab.

Die Ergebnisse zeigen die grundsätzliche Problematik des $NPSH_{3\%}$ -Kriteriums auf: Als Beurteilungsmaßstab für die Gefährdung einer Pumpe durch Kavitation wird die "kavitationsbedingte" Verringerung der Förderhöhe um $\Delta H=3\%$ benutzt. Diese muß jedoch nicht durch besonders ausgeprägte Kavitation hervorgerufen werden, sondern kann auch durch eine Veränderung der Strömungsstruktur im Laufrad verursacht werden. Das bedeutet, daß sich der Förderhöhenabfall ΔH aus zwei Anteilen zusammensetzt:

$$\Delta H = \Delta H_{Kavitation} + \Delta H_{Umformung} \quad (4)$$

Dabei kann die kavitationsbedingte Umformung der Laufraddurchströmung sowohl zu einer

Vergrößerung als auch zu einer Verkleinerung der Förderhöhe führen, so daß der unmittelbar durch Kavitation verursachte Förderhöhenabfall $\Delta H_{Kavitation}$ größer, aber auch kleiner als 3% sein kann. Eine zuverlässige Aussage über das Ausmaß der Kavitation ist daher mit dem $NPSH_{3\%}$ -Kriterium nicht möglich. Abhilfe können hier nur andere (aufwendigere) Verfahren wie z. B. die optische Kavitationsbeobachtung schaffen.

3. Zielsetzung der Arbeit und Vorgehensweise

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zur Klärung der Ursachen des zum Teil stark differierenden Saugverhaltens von unterschiedlich ausgelegten Pumpen mittlerer spezifischer Drehzahl leisten.

Durch theoretische Ansätze und numerische Verfahren auf der Grundlage bekannter geometrischer und hydrodynamischer Parameter der Laufräder kann die Problematik derzeit noch nicht befriedigend behandelt werden. Um einen kavitationsbedingten Förderhöhenabfall von nur wenigen Prozent vorausberechnen zu können, müßte die Rechnung sehr genau sein. Bei der Komplexität der Strömungsvorgänge im Teillastgebiet und bei Kavitation sowie wegen der Vielzahl der Einflußparameter ist eine derartige Genauigkeit zur Zeit noch nicht erreichbar [36]. Deshalb wird die vorliegende Arbeit auf der Basis experimenteller Untersuchungen durchgeführt.

Ausgangspunkt der Arbeit ist der erste Teil des Forschungsvorhabens " $NPSH$ -Verhalten von Halbaxialpumpen bei Teillast" [39, 40], in dem zwei Pumpenlaufräder der spezifischen Drehzahl $n_q \approx 61$ mit vergleichbaren Abmessungen untersucht worden sind. Da die vorliegenden Ergebnisse (s. Kapitel 2.5) wegen der "extremen" Auslegung¹⁶ der beiden Laufräder nicht ohne weiteres verallgemeinert werden dürfen, folgen in dieser Arbeit mit dem Ziel einer Verbreiterung des Wissens Untersuchungen an einem weiteren Laufrad mit

auffälligem $NPSH_{3\%}$ -Verlauf. Außerdem werden ergänzende Untersuchungen an den beiden oben genannten Laufrädern durchgeführt.

Den Messungen des gesamten Forschungsvorhabens liegt folgender Ansatz zugrunde: Da einige früher durchgeführte Kavitationsbeobachtungen keinen Zusammenhang zwischen dem optischen Erscheinungsbild der Dampfblasen und dem Auftreten einer $NPSH_{3\%}$ -Spitze erkennen lassen, müssen andere gravierende Veränderungen der Laufraddurchströmung für Unstetigkeiten im $NPSH_{3\%}$ -Verlauf verantwortlich sein. Es kann davon ausgegangen werden, daß die veränderte Laufraddurchströmung auch in der Laufradabströmung zu erkennen ist. Aus diesem Grunde werden — neben der herkömmlichen Messung der Betriebsdaten und optischen Kavitationsbeobachtungen am Laufradeintritt — sowohl im kavitationsfreien Betrieb als auch in Abhängigkeit von der Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ Nachlaufmessungen mit hydraulischen Sonden durchgeführt. Durch einen anschließenden Vergleich der Meßergebnisse der drei untersuchten Laufräder, bei dem die Betrachtung qualitativer Änderungen der Strömungsgrößen im Vordergrund steht, soll insbesondere das Wissen über die Laufradströmung bei Teillastbetrieb bzw. bei Teillastbetrieb und Kavitation erweitert werden.

Zur Messung der Strömungsgrößen am Laufradaustritt wird neben einer konventionellen Fünfloch-Kugelsonde auch ein örtlich auflösendes Meßverfahren mit einer Einloch-Kugelsonde eingesetzt (s. Kapitel 4.3.2). Anders als herkömmliche hydraulische Sonden, die lediglich einen zeitlichen Mittelwert der Strömungsgrößen über dem Laufradumfang ermitteln können, ermöglicht die verwendete Einloch-Kugelsonde aufgrund der kurzen Entfernung zwischen der Druckmeßbohrung im Sondenkopf und dem Druckaufnehmer auch eine räumliche Zuordnung der gemessenen Strömungsgrößen zur Lage im Kanal. Mit Rücksicht auf die bei Sondenmessungen unvermeidbare Störung der Strömung wurden für die Untersuchungen möglichst große Laufräder ausgewählt, welche die Möglichkeiten des vorhandenen Prüfstands (s. Kapitel 4.1) in Bezug auf Leistung und Volumenstrom voll ausschöpfen.

¹⁶ Laufrad A besitzt fünf lange, mäßig belastete Schaufeln mit weit in den Saugmund vorgezogenen Eintrittskanten. Die sieben Schaufeln von Laufrad B hingegen sind kurz und relativ hoch belastet.

Ein wesentlicher Vorteil der eingesetzten Sondenmeßverfahren ist, daß sie neben der Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit nach Betrag und Richtung zusätzlich auch die Bestimmung der Drücke ermöglichen. Von Nachteil ist die mäßige Genauigkeit. Dennoch wurde vom Einsatz optischer Geschwindigkeits-Meßverfahren wie z. B. der Laser-Doppler-Velocimetrie aus folgenden Gründen abgesehen:

1. Der Einsatz optischer Geschwindigkeits-Meßverfahren in Zweiphasengebieten ist problematisch, d. h. entsprechende Messungen im Bereich der Kavitationsblasengebiete sind auszuschließen.
2. Die untersuchten Laufräder haben die in der Praxis übliche Ausführungsform mit Deckscheibe, relativ großer Schaufelzahl und doppelter Schaufelkrümmung. Aufgrund dieser Ausführungsform sind Teilbereiche der Kanäle abgeschattet und somit der optischen Geschwindigkeitsmessung nicht zugänglich.
3. Würde man zur Vermeidung des unter 2. geschilderten Problems Teile des Laufrads (Deckscheibe, Schaufeln) durchsichtig gestalten, wären optische Probleme zu erwarten (Schwierigkeiten bei der Strahlverfolgungsrechnung, "optisches Rauschen").

4. Versuchsaufbau, Meßtechnik und Meßverfahren

4.1 Versuchskreislauf

Bei dem verwendeten Versuchskreislauf, der in den Bildern 10, A1 und A2 dargestellt ist, handelt es sich um ein geschlossenes Rohrsystem, in dem durch Variation des Systemdrucks ein Betrieb der zu untersuchenden Pumpe bei $NPSH_{v\text{ oder }h}$ -Werten zwischen etwa 1.5 und 40 m möglich ist. Der Systemdruck kann sowohl durch Änderung des Wasserstands im Standrohr als auch durch Beaufschlagung der Wassersäule im Standrohr mit Druckluft bzw. durch Evakuieren des Standrohres mittels einer Vakuumpumpe eingestellt werden. Das Standrohr dient auch als Beruhigungsbehälter und kann bei niedrigem Druckniveau unter Verwendung einer Sprühvorrichtung zur Wasserentgasung verwendet werden. Als Fördermedium wird Stadtwasser eingesetzt. Alle mit dem Fördermedium in Berührung kommenden Komponenten des

Versuchsstands bestehen entweder aus nichtrostendem Material oder wurden mit einer Antirostbeschichtung versehen. Dadurch ist das Wasser so sauber, daß es sich für den Einsatz von Sonden und für optische Beobachtungen eignet. Zur Begrenzung von Temperaturschwankungen des Wassers ist ein temperaturgeregelter Kühlkreislauf mit dem Hauptkreislauf verbunden.

Der Antrieb der Versuchspumpe erfolgt durch einen drehzahlregelbaren Gleichstrommotor mit 170 kW maximaler Leistung, der als Pendelmaschine ausgeführt ist. Das Laufrad saugt das Wasser durch eine horizontale Rohrleitung mit der Nennweite DN 300 mm aus dem Standrohr an und fördert es in den schaufellosen parallelwandigen Leitrings¹⁷ (Radialdiffusor), der eine rotationssymmetrische Laufradabströmung gewährleistet (vgl. Kapitel 7.1) und damit den Umfang der Untersuchungen reduziert¹⁸. Von dort gelangt das Wasser über acht gleichmäßig am Umfang verteilte Druckleitungen der Nennweite DN 100 mm in zwei Sammelrohre. An die beiden Sammelrohre ist über ein Hosenrohr die Druckleitung mit der Nennweite DN 300 mm angeschlossen, durch die das Wasser in das Standrohr zurückgeführt wird. Der Volumenstrom wird mit einem in der Druckleitung angeordneten Drosselschieber eingestellt. Parallel dazu befindet sich ein Bypass, durch den die Feinregulierung des Volumenstroms möglich ist.

Die Breite des Radialdiffusors wird durch PVC-Platten verschiedener Stärke an die unterschiedlichen Laufradbreiten angepaßt. Da die Breite von Laufrad C deutlich kleiner ist als die der Laufräder A und B, der Außendurchmesser der PVC-Platten aus konstruktiven Gründen aber beibehalten werden mußte, wurde für Laufrad C zur Verringerung der Gefahr unkontrollierter Ablösungen ein zweistufiger Diffusor vorgesehen. Bei diesem soll die Strömung definiert an beiden Diffusorseiten auf dem gleichen Durchmesser ablösen. In der Literatur (z. B. [41, 42]) wird als Diffusorkenngröße

¹⁷ Bei Verwendung eines parallelwandigen Leitrings wird die Rückwirkung des Gehäuses auf das Laufrad im Vergleich zu Leitrad oder Spiralgehäuse minimal [36].

¹⁸ Voruntersuchungen haben gezeigt, daß eine $NPSH_{3\%}$ -Spitze erhalten bleibt, wenn anstelle des normalerweise verwendeten Spiralgehäuses ein schaufelloser Radialdiffusor als Leitvorrichtung eingesetzt wird.

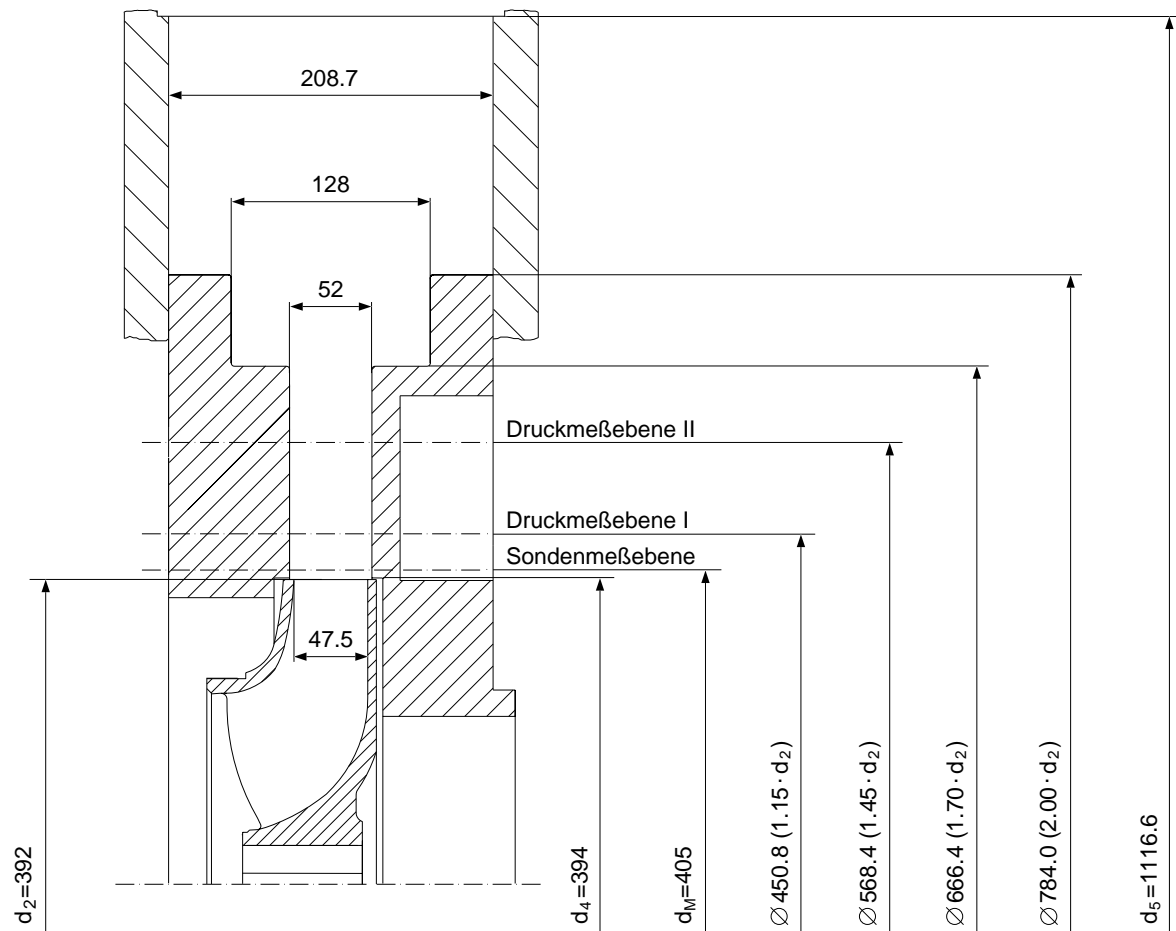


Bild 10: Abmessungen des Radialdiffusors für Laufrad C

häufig das Verhältnis b/d_4 verwendet. Da diese Kenngröße gezwungenermaßen nicht beibehalten werden kann¹⁹, sind die Diffusoren für die drei Laufräder ohnehin nicht direkt vergleichbar, so daß eine Verkleinerung des Diffusordurchmessers bzw. die Einführung der Stufenbauweise möglich ist. Bild 10 zeigt schematisch den für die Untersuchungen an Laufrad C verwendeten Radialdiffusor mit den wesentlichen Abmessungen.

Das im Rahmen dieser Arbeit schwerpunktmäßig untersuchte Laufrad C besitzt eine spezifische Drehzahl $n_q \approx 47$ und entstammt einer einstufigen Spiralgehäuse-Serienpumpe, seine wesentlichen technischen Daten sind in Tafel A1 aufgeführt. Dieses Laufrad wurde trotz seines radialen Charakters ausgewählt, weil die bei Voruntersuchungen beobachteten Phänomene gut in die Thematik passen.

4.2 Meßtechnik

Eine Aufstellung der stationären Meßgrößen sowie der verwendeten Meßgeräte zeigt Tafel A2. Die Anordnung der Meßwertaufnehmer im Versuchskreislauf ist schematisch in Bild 11 dargestellt. Als Meßverstärker und zentrales Datenerfassungsgerät wird für alle Aufnehmer mit Ausnahme des Drehzahlgebers ein Vielstellenmeßgerät vom Typ UPM 60 der Firma HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK eingesetzt. Dieses erfaßt die Signale der einzelnen Aufnehmer nacheinander über einen Meßverstärker und Analog/Digital-Wandler. Die Steuerung der Meßdatenerfassung, die Online-Darstellung von Meßergebnissen und die Sicherung der Daten erfolgt mit einem PC, der mit den Workstations des Instituts vernetzt ist. Durch dieses LAN (Local Area Network) ist eine unmittelbare Datenübertragung aus dem Versuchsfeld auf die Workstations möglich.

Um mit einer Druckmessung über Wandanbohrungen korrekte Meßergebnisse zu erhalten, muß in der jeweiligen Meße Ebene eine gleichförmige, wirbelfreie Strömung vorliegen. In einer wirbelbe-

¹⁹ Die Austrittsbreiten b_2 der Laufräder A, B und C unterscheiden sich voneinander, die Außendurchmesser d_2 sind jedoch identisch.

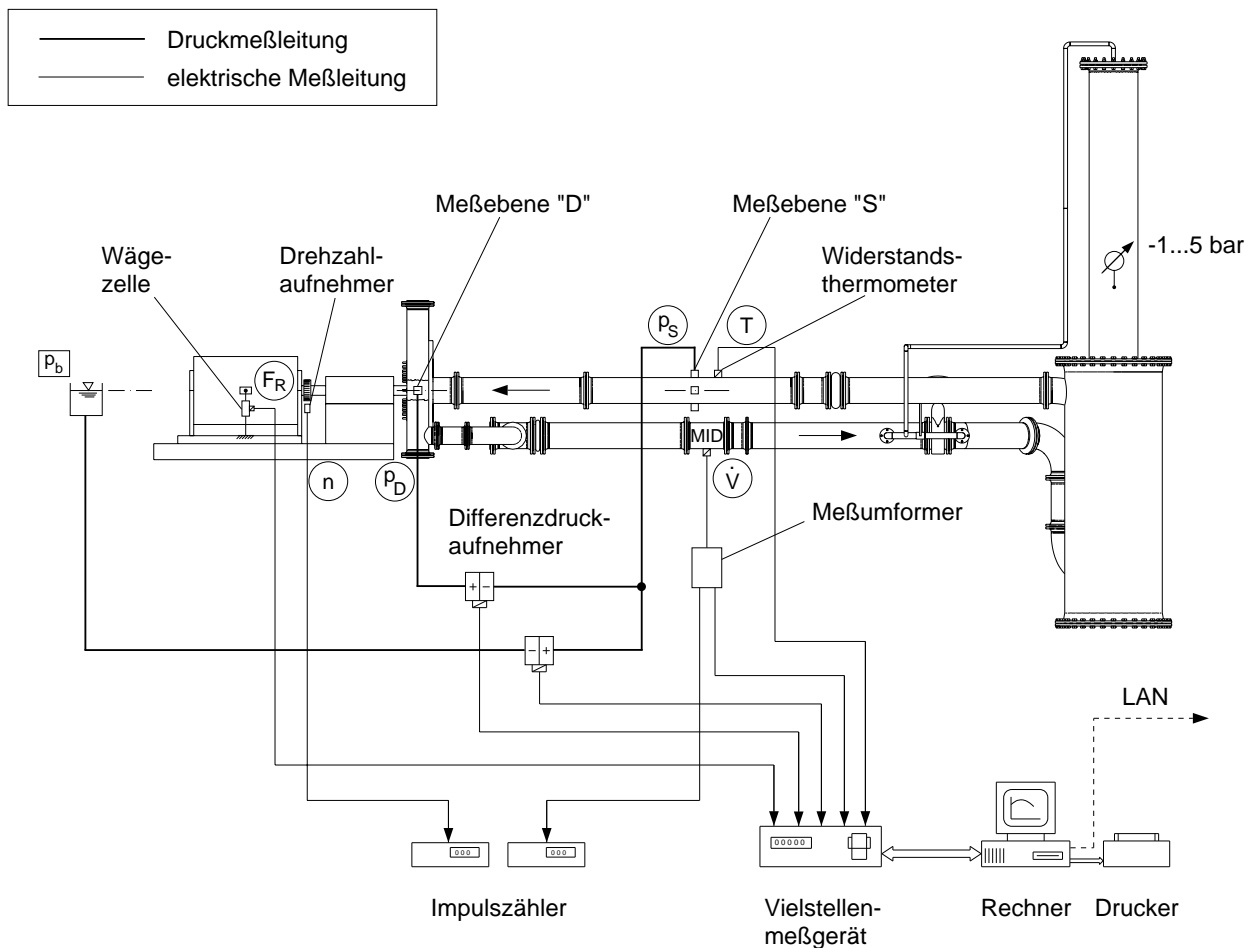


Bild 11: Schematische Darstellung der Meßtechnik für die stationären Messungen

hafteten Strömung kann sich in radialer Richtung zwischen Rohrmitte und Rohrwand eine erhebliche statische Druckdifferenz ausbilden, die zu einer Verfälschung der Meßergebnisse führen würde. Da ein solcher Strömungszustand bei Betrieb der Pumpe im Teillastgebiet als Folge der saugseitigen Rezirkulation (s. Kapitel 2.1) entstehen kann, wurde die saugseitige Meßebene "S" in einer Entfernung von etwa zwölf Rohrleitungsdurchmessern vor dem Laufrad angeordnet.

Die druckseitige Meßstelle "D" befindet sich am Leitringumfang. Rohrreibungsverluste, die zwischen den Meßebenen "S" und "D" entstehen, werden bei der Auswertung nicht gesondert berücksichtigt. Die Meßebene "M" für die Nachlaufmessungen mit Sonden befindet sich im Radialdiffusor auf dem Durchmesser $d_M = 405$ mm. Bei den hier untersuchten Laufrädern beträgt der Außendurchmesser $d_2 = 392$ mm, so daß sich für das Verhältnis d_M/d_2 der Wert 1.033 ergibt.

Der Umgebungsdruck wird mit Hilfe eines Präzisi-

ons-Barographen bestimmt. Die statische Druckdifferenz zwischen der Meßebene "S" und der Umgebung sowie die Druckerhöhung zwischen den Meßebenen "S" und "D" werden mit Differenzdruckaufnehmern²⁰ erfaßt. Zur Messung der Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor befinden sich sowohl in der deckscheibenseitigen als auch in der tragscheibenseitigen Diffusorwand auf den Durchmessern $d_I = 450.8$ mm ($1.15 \cdot d_2$) und $d_{II} = 568.4$ mm ($1.45 \cdot d_2$) jeweils 12 um 30° versetzt angeordnete Druckentnahmebohrungen (s. Bilder A2 und 10). Während einer Messung stellen elektromagnetisch betätigte Ventile rechnergesteuert nacheinander die hydraulische Verbindung zu einem Differenzdruckaufnehmer her, dessen zweiter Anschluß mit der saugseitigen Druckmeßstelle verbunden ist²¹.

²⁰ Alle verwendeten Differenzdruckaufnehmer sind mit Dehnungsmeßstreifen in Vollbrückenschaltung bestückt.

²¹ In Bild 11 ist aus Gründen der Übersichtlichkeit auf eine Darstellung der Meßtechnik zur Bestimmung der Druckverteilung im Radialdiffusor verzichtet worden.

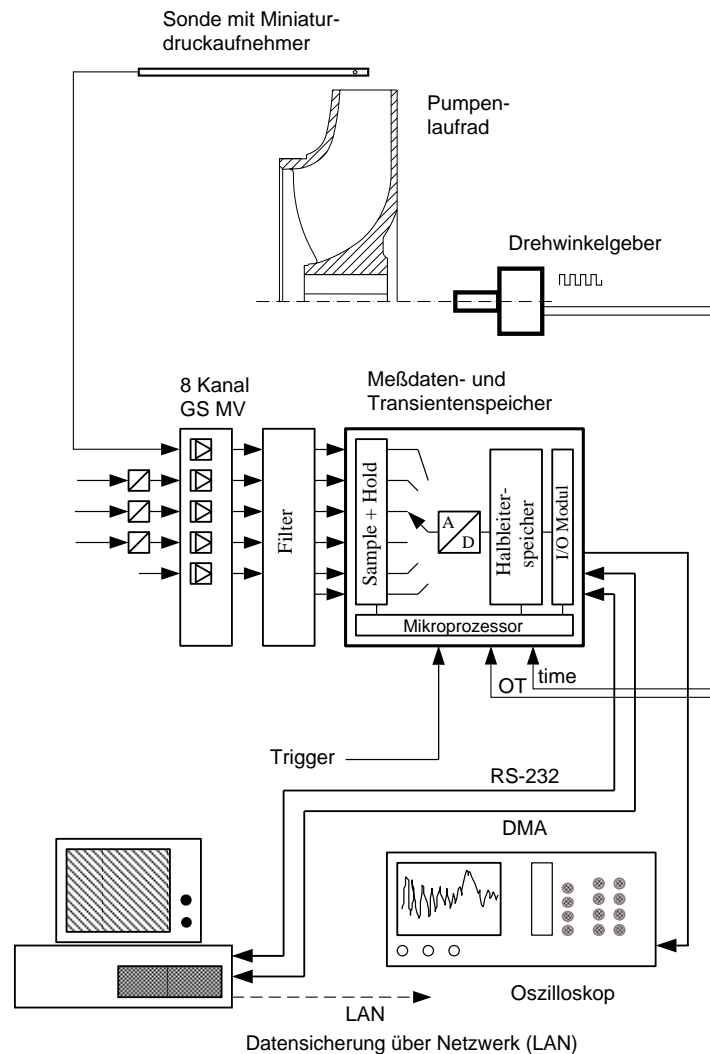


Bild 12: Schematische Darstellung der Meßtechnik für die instationären Nachlaufmessungen

Die Leistungsaufnahme der Pumpe wird über das Reaktionsmoment des Pendelmotors (gemessen über Hebelarm und Wägezelle) und die Drehzahl (gemessen mit Zahnscheibe, induktivem Tastkopf und Impulszähler) bestimmt. Die Wassertemperatur im Versuchskreislauf wird mit einem an der Meßebene "S" angeordneten Widerstandsthermometer (Pt 100) gemessen. Die dort ermittelte Temperatur fließt in die Berechnung der temperaturabhängigen Stoffgrößen des Wassers ein. Die Messung des Volumenstroms erfolgt mit einem magnetisch-induktiven Durchflußmeßgerät (MID) in der Druckleitung.

Um bei den Differenzdruckaufnehmern Alterungs- und Drifterscheinungen ausschließen zu können, wurden diese vor und — in mehrwöchigen Abständen — auch während der Untersuchungen mit Hilfe eines Präzisions-Drehkolbenmanometers (Druckwaage) kalibriert. Dabei ergab sich keine Veränderung der Kalibrierfaktoren. Auch die

zur Bestimmung des Reaktionsmoments verwendete Wägezelle wurde mehrfach kalibriert und zeigte ebenfalls keine Änderung des Übertragungsverhaltens.

Die Erfassung instationärer Größen erfolgt mit Hilfe eines Gleichspannungs-Meßverstärkers und eines Meßdaten- und Transientenspeichers vom Typ 32 KS 13 der Firma JOHNE + REILHOFER (jeweils max. 8 Kanäle; s. Bild 12). Auch hier erfolgt die Steuerung der Meßdatenerfassung und die Sicherung der Daten mit einem PC, der mit den Workstations des Instituts vernetzt ist. Das analoge Meßsignal gelangt wahlweise über ein Filter oder direkt in den Meßdaten- und Transientenspeicher. Dort werden die verstärkten Signale im Abtast- und Haltekreis zu bestimmten Zeiten gespeichert, nacheinander über einen Analog/Digital-Wandler digitalisiert und schließlich im Halbleiterspeicher abgelegt.

Für die Beobachtung der Kavitationserscheinungen am Laufradeintritt sind zwei Acrylglasfenster (Durchmesser jeweils 80 mm) in der Saugleitung vorhanden. Durch das eine Fenster wird das Licht eines Stroboskops eingebracht, durch das andere Fenster können mit bloßem Auge oder mit Hilfe einer hochempfindlichen CCD-Videokamera²² die saugseitigen Eintrittsbereiche der Laufschaufeln beobachtet werden. Die Signale der Videokamera werden zur Dokumentation auf einen Videorecorder geleitet. Durch den Einsatz der stroboskopischen Lichtquelle wird die Erzeugung eines "stehenden" Bildes ermöglicht. Die Ereignissynchronisation wird über einen inkrementalen Drehwinkelgeber erreicht. Weitergehende Informationen über die verwendete Videotechnik können der Veröffentlichung [43] von *Kenull* und *Wulff* entnommen werden.

4.3 Bestimmung der Strömungsgrößen am Laufradaustritt

Die Strömungsgrößen im Nachlauf des Laufrads werden mit hydraulischen Sonden ermittelt.

4.3.1 Stationäres Meßverfahren mit einer Fünfloch-Kugelsonde

Zur Bestimmung der dreidimensionalen Strömungsstruktur in der Sondenmeßebene unmittelbar hinter dem Laufrad wird eine herkömmliche stationär messende Fünfloch-Kugelsonde mit einem Kopfdurchmesser von 8 mm verwendet. Bei der Umströmung des Sondenkopfes stellt sich auf der Kontur eine Druckverteilung ein, die über fünf im Sondenkopf angebrachte Druckmeßbohrungen gemessen wird. Aufgrund einer vorher durchgeführten Kalibrierung erhält man zunächst folgende (umfangsgemittelte) Strömungsgrößen: die Strömungswinkel α und γ (s. Bild 13), die dreidimensionale Strömungsgeschwindigkeit c_{ges} , den statischen Druck p_{st} sowie den Totaldruck p_t .

Nach einer Zerlegung der dreidimensionalen Absolutgeschwindigkeit c_{ges} gemäß Bild 13 ergeben sich deren einzelne Komponenten zu:

$$\begin{aligned} c &= c_{ges} \cdot \cos \gamma \\ c_q &= c_{ges} \cdot \sin \gamma \end{aligned} \quad (5)$$

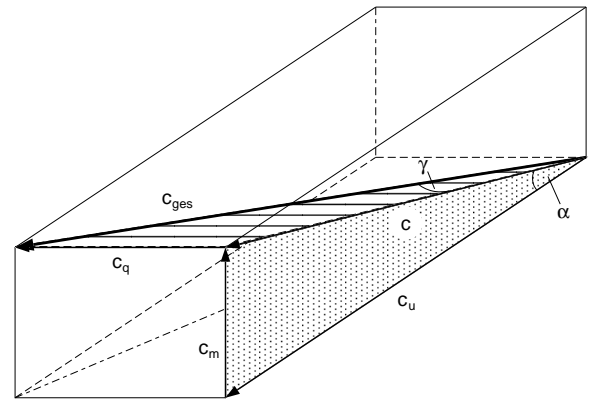


Bild 13: Zerlegung der Absolutgeschwindigkeit c_{ges} in ihre Komponenten

Die zweidimensionale Absolutgeschwindigkeit c wiederum besitzt die Komponenten c_m und c_u , die sich wie folgt berechnen lassen:

$$\begin{aligned} c_m &= c \cdot \sin \alpha = c_{ges} \cdot \cos \gamma \cdot \sin \alpha \\ c_u &= c \cdot \cos \alpha = c_{ges} \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha \end{aligned} \quad (6)$$

4.3.2 Instationäres Meßverfahren mit einer Einloch-Kugelsonde

Um die Strömungsgrößen am Laufradaustritt örtlich aufgelöst über dem Kanalquerschnitt zu ermitteln, wird ein Meßverfahren mit einer Einloch-Kugelsonde angewendet. Wie oben bereits erwähnt wurde, ermöglicht die hier verwendete Einloch-Kugelsonde aufgrund der kurzen Entfernung zwischen der Druckmeßbohrung im Sondenkopf und dem Druckaufnehmer eine räumliche Zuordnung der gemessenen Strömungsgrößen zur Lage im Kanal. Der Aufbau des Sondenkopfes ist in Bild 14 zu erkennen. Der Durchmesser von Sondenkopf und Sondenschaft beträgt jeweils 8 mm, die Druckmeßbohrung hat einen Durchmesser von 1 mm. Die Kugelsonde ist mit einem piezoresistiven Miniaturdruckaufnehmer vom Typ XCQM der Firma KULITE ausgerüstet, der einen Meßbereich von 0 bis 7 bar besitzt. Durch die Auflösung des verwendeten Analog/Digital-Wandlers von 12 bit (entsprechend

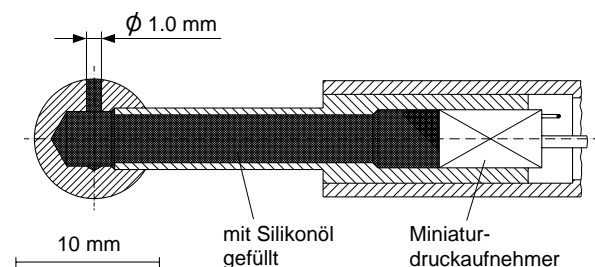


Bild 14: Einloch-Kugelsonde (Ausschnitt)

²² Diese Kamera arbeitet mit dem Interline-Transfer-Verfahren.

4096 Quantisierungsstufen) beträgt die Auflösung der Drucksignale etwa 170 Pa (1.7 mbar). Zur Verbesserung des Übertragungsverhaltens ist der Raum zwischen der Druckmeßbohrung und dem Druckaufnehmer mit Silikonöl gefüllt. Die Eigenfrequenz des Aufnehmers beträgt 80 kHz; in der in Bild 14 gezeigten Einbauweise sinkt die Eigenfrequenz nach dem *Helmholtz*-Resonator-Modell allerdings rechnerisch auf etwa 8 kHz ab. Da die erwarteten Signalfrequenzen, die sich aus dem Drehklang (Schaufelzahl • Drehzahl) ergeben, bei den untersuchten Laufrädern bei etwa 120 Hz bzw. 140 Hz und somit erheblich unter diesem Wert liegen, ist eine Korrektur des Frequenzgangs nicht erforderlich. Diese Aussage wurde durch eine experimentelle Überprüfung des Übertragungsverhaltens der Kugelsonde im Frequenzbereich bis 1000 Hz bestätigt.

Die Meßwerterfassung wird über einen mit der Motorwelle mitdrehenden inkrementalen Drehwinkelgeber getaktet. Dabei werden bei jeder Laufradumdrehung 400 Meßwerte aufgenommen. Das entspricht einer Auflösung in Umfangsrichtung von einem Neugrad (0.9°). Zusätzlich wird bei jeder vollen Umdrehung des Laufrads ein Referenzsignal erfaßt, das eine eindeutige Zuordnung der Laufradstellung zur Meßwerterfassung gewährleistet, d. h. Drehzahlschwankungen beeinflussen die räumliche

Auflösung der Drucksignale nicht. Um zufallsbedingte Schwankungen der Meßwerte auszugleichen, werden zur Auswertung für jeden Meßpunkt die arithmetischen Mittelwerte aus jeweils 80 Einzelmessungen gebildet.

Die Meßebene "M" am Laufradaustritt wird in Umfangsrichtung durch das Vorbeidrehen des Laufrads an der ruhenden Sonde und in axialer Richtung durch Verschieben der Sonde über die Leitringsbreite "aufgespannt". Zu beachten ist, daß die Meßwerte auf einem Durchmesser aufgenommen werden, der etwa 3% größer als der Laufraddurchmesser d_2 ist. Bei der Auswertung werden die Meßgrößen deshalb unter der Annahme reibungsfreier Strömung (Drallsatz) auf den Laufradaußendurchmesser zurückgerechnet.

Das verwendete Meßverfahren basiert auf der Kenntnis des (in einem Kalibrierversuch bestimmten) Druckverlaufs um den umströmten Kugelkopf der Sonde. Mit einer konventionellen Sonde wird zunächst der zeitlich gemittelte Strömungswinkel grob bestimmt. Um diesen Winkel herum wird die mit dem Miniaturdruckaufnehmer bestückte Sonde dann in acht Positionen gedreht und jeweils der Gesamtdruck an der Sondenbohrung ermittelt. Durch das Drehen der Sonde in die verschiedenen Winkelpositionen wird gewissermaßen eine Mehrlochsonde "simuliert". Da die Drücke zeitlich versetzt

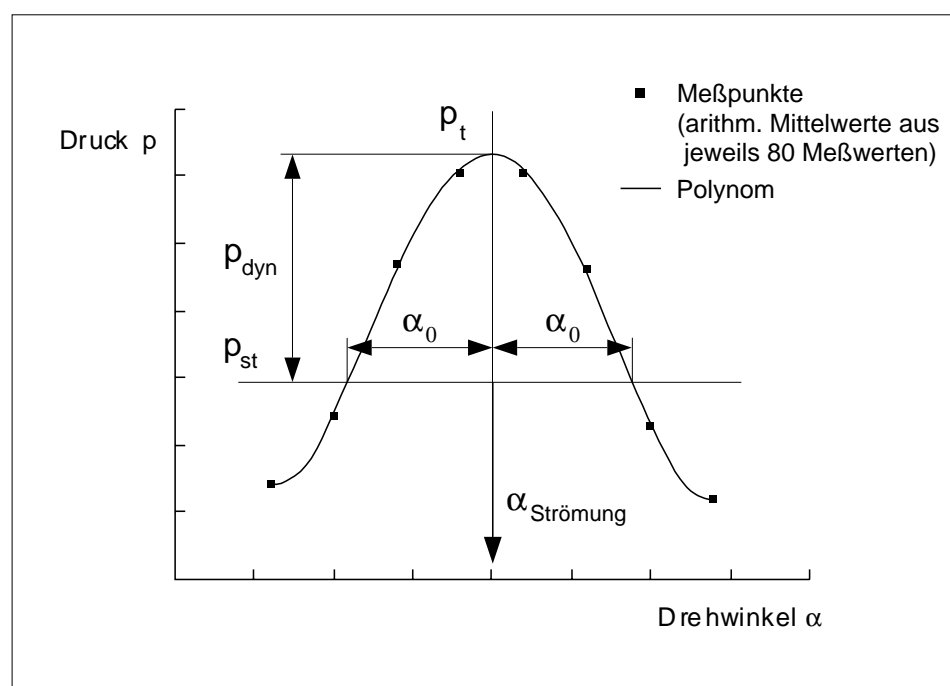


Bild 15: Meßverfahren

aufgenommen werden, ist die Anwendbarkeit des Verfahrens auf periodische Strömungsvorgänge beschränkt, d. h. für die Versuche wird eine stationäre Relativströmung im Laufrad vorausgesetzt.

Die örtlich gemessenen Sondendrucke werden, wie in Bild 15 dargestellt, durch ein Polynom verbunden. Aus der Kalibrierkurve der Sonde ist der Winkel α_0 bekannt, bei dem an der Sondenbohrung der statische Druck anliegt. Legt man nun eine horizontale Gerade so durch das Polynom, daß die Schnittpunkte eine Distanz von $2 \cdot \alpha_0$ bilden, dann ist die Größe des statischen Drucks bekannt. Die Differenz zwischen dem Maximum des Polynoms und dem statischen Druck entspricht dem dynamischen Druck, aus dem sich die Absolutgeschwindigkeit der Strömung berechnen läßt. Die Mitte der Geraden gibt den Strömungswinkel an. Damit sind die Geschwindigkeitsdreiecke für die Punkte des über dem Laufradaustritt "aufgespannten" Rasters bekannt. Mit den ermittelten statischen Drücken lassen sich weitere abgeleitete Größen wie z. B. örtliche Druckzahlen bestimmen. Die über der Austrittsbreite gemessenen Verläufe der einzelnen Strömungsgrößen werden für die Auswertung linear interpoliert und als Konturbilder dargestellt.

Bei dem verwendeten Auswertungsverfahren dürfen die Strömungswinkel α der Absolutgeschwindigkeit — bedingt durch die Lage der Aufpunkte des Polynoms — in Umfangsrichtung um nicht mehr als $\pm 18^\circ$ um den mittleren Strömungswinkel schwanken. Dieser Grenzwert ist wie folgt begründet: Die Messung der Drücke auf der Sondenkontur erfolgt in einem Bereich von $\pm 60^\circ$ um den mittleren Strömungswinkel. Da sich der statische Druck auf der Kugeloberfläche bei einem relativen Strömungswinkel von etwa 42° einstellt, versagt das Auswertungsverfahren bei einer Überschreitung von $\Delta\alpha = \pm 18^\circ$.

Weitere Einzelheiten des Meßverfahrens sind den Veröffentlichungen von *Brodersen* und *Wulff* [44, 45] zu entnehmen.

Die Sonde wurde mit Hilfe einer Sonden-Kalibrierstrecke in Wasser kalibriert. Diese kann zwischen dem MID und dem Drosselschieber in die Druckleitung des Versuchskreislaufs eingesetzt werden und besteht im wesentlichen aus einer

Düse, einer sich daran anschließenden geraden Meßstrecke sowie einem Diffusor (s. auch *Spohnholtz* [39]). Da zur Vermeidung von Kavitation an der Sonde ein hoher Systemdruck benötigt wird, dieser aber aus Festigkeitsgründen begrenzt ist, ergibt sich eine maximal zulässige Strömungsgeschwindigkeit in der Meßstrecke c_{max} von etwa 13 m/s. Die mit dieser Geschwindigkeit und dem Sondenkopf-Durchmesser berechnete *Reynolds*-Zahl in der Kalibrierstrecke beträgt etwa $Re_{Sonde} = 1.04 \cdot 10^5$ und ist damit etwas kleiner als die größte am Laufradaustritt auftretende *Reynolds*-Zahl in Höhe von etwa $Re_{Sonde} = 1.26 \cdot 10^5$. Da laut *Wuest* [46] der Konturdruck im *Reynolds*-Zahl-Bereich $2 \cdot 10^4 \leq Re_{Sonde} \leq 1.5 \cdot 10^5$ näherungsweise von der Strömungsgeschwindigkeit unabhängig ist, dürfte die beschriebene Kalibrierung bei einer etwas zu kleinen Geschwindigkeit keinen nennenswerten Einfluß auf die Meßergebnisse haben.

4.3.3 Berücksichtigung der Trägheitseffekte bei der Auswertung der instationären Sondenmessungen

Im ersten Teil des Forschungsvorhabens "NPSH-Verhalten von Halbbaxialpumpen bei Teillast" erfolgte die Berechnung der Strömungsgrößen am Laufradaustritt unter Vernachlässigung der Trägheitskräfte, die durch den Aufstau der instationären Laufradabströmung auf der Oberfläche des Sondenkopfes hervorgerufen werden. Um die durch die Vernachlässigung der Trägheitskräfte verursachten Fehler zu verringern, ist im Rahmen der vorliegenden Arbeit in das bislang verwendete Auswertungsprogramm ein Korrekturverfahren integriert worden, das auf Ergebnissen von *Kovaszny et al.* [47] basiert. Im folgenden werden die Grundlagen dieses Korrekturverfahrens vorgestellt: Bei Vernachlässigung der Trägheitskräfte berechnet sich der Totaldruck einer instationären inkompressiblen Strömung über die *Bernoulli*-Gleichung aus der Summe von statischem und dynamischem Druck:

$$p_t = p_{st} + p_{dyn} = p_{st} + \frac{\rho}{2} \cdot c^2 \quad (7)$$

Für die stationäre reibungslose Strömung ist die Druckverteilung auf einer Kugel aus der Potentialtheorie bekannt. Kennt man den statischen Druck und den dynamischen Druck im Staupunkt einer Ku-

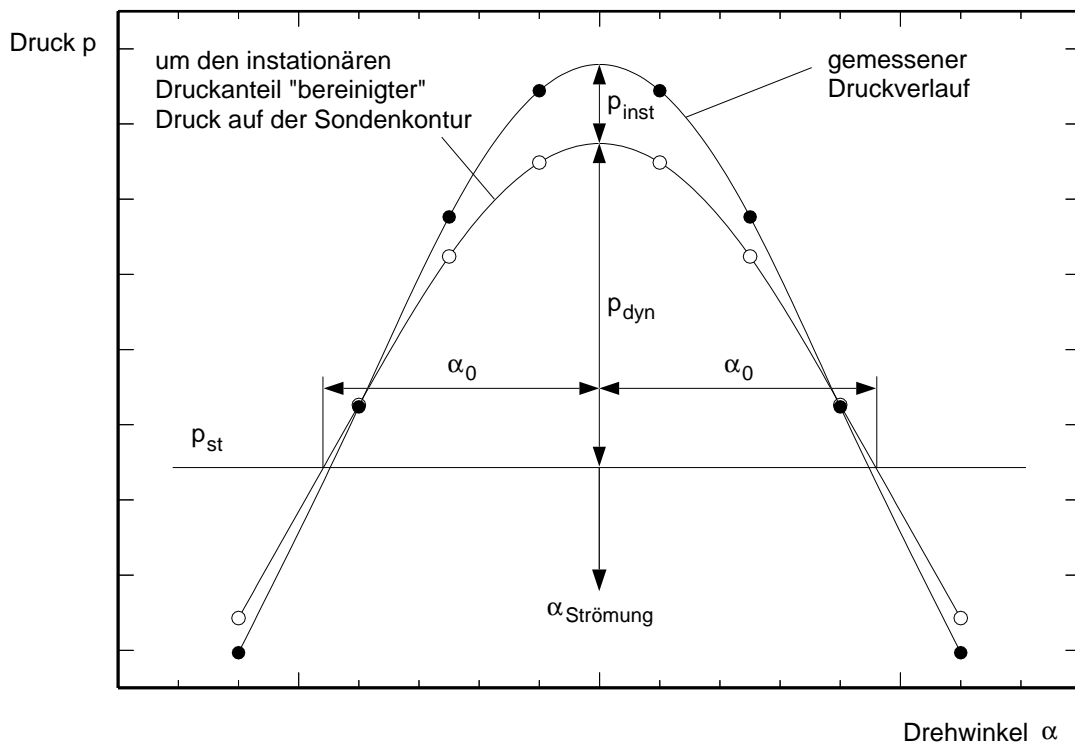


Bild 16: Modifiziertes Auswertungsverfahren

gel, so kann man über den Druckbeiwert

$$c_p = \frac{p_K - p_{st}}{p_{dyn}} = \frac{1}{4} \cdot (-5 + 9 \cdot \cos^2 \Theta) \quad (8)$$

den Druck für jeden beliebigen Punkt auf der Kugeloberfläche berechnen.

Für eine instationäre Strömung, wie sie am Lauf-
radaustritt vorliegt, gilt ganz allgemein, daß sich
die substantielle (gesamte) Beschleunigung eines
Flüssigkeitsteilchens aus der Summe von lokaler
und konvektiver Beschleunigung ergibt [48]:

$$\frac{dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + c \cdot \frac{\partial c}{\partial s} \quad (9)$$

Während der konvektive Beschleunigungsanteil $c \cdot \frac{\partial c}{\partial s}$ auch bei stationärer Umströmung der Sonde
vorhanden ist, tritt der lokale Beschleunigungsanteil
nur bei instationärer Strömung auf.

Ausgehend von den theoretischen Überlegungen
von *Lamb* [49] haben *Kovaszny et al.* experimen-
telles Untersuchungen durchgeführt, um den Einfluß
der Trägheitskräfte auf den Oberflächendruck einer
in einem instationären Strömungsfeld angebrach-
ten Kugelsonde zahlenmäßig zu erfassen. Dazu
wurden Sonden ($d=6.35$ mm) in einen periodisch
pulsierenden Luftstrom gebracht²³ und die insta-

tionären Drücke auf den Kugeloberflächen gemes-
sen. Bei ihren Untersuchungen haben die Autoren
festgestellt, daß sich der augenblickliche Druck auf
der Kugeloberfläche wie folgt berechnen läßt:

$$p_K(t, \Theta) = p_{st}(t) + K_A(\Theta) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c(t)^2 + K_B(\Theta) \cdot \rho \cdot r_{Sonde} \cdot \frac{dc}{dt} \quad (10)$$

Die Koeffizienten K_A und K_B betragen theoretisch:

$$K_A = \frac{1}{4} \cdot (-5 + 9 \cdot \cos^2 \Theta) \quad (11)$$

$$K_B = \frac{3}{4} \cdot \cos \Theta \cdot (-3 + 5 \cdot \cos^2 \Theta) \quad (12)$$

Wie Gleichung 10 zeigt, beschreiben die beiden er-
sten Summanden den stationären Anteil des Drucks
auf der Kugeloberfläche (der Koeffizient K_A ist
gleich dem in Gleichung 8 beschriebenen Druck-
beiwert c_p), und der letzte Summand berücksichtigt
die Trägheitseffekte. Die in den Untersuchungen
von *Kovaszny et al.* experimentell bestimmten Ko-
effizienten K_A und K_B stimmen den Ausführungen
in [47] zufolge bis zu relativen Strömungswinkeln
von $\Theta=70^\circ$ recht gut mit den theoretischen Wer-
ten überein. Sie sind in geringem Maße von der
Reynolds-Zahl abhängig; weitergehende Informa-
tionen zum Einfluß der *Reynolds*-Zahl werden in
[47] allerdings nicht gegeben.

Bei der Auswertung der instationären Sonden-
messungen werden die Trägheitseffekte wie folgt

²³ Die mit dem Sondendurchmesser und der mittleren
Geschwindigkeit gebildete *Reynolds*-Zahl betrug etwa
 $8.8 \cdot 10^3$.

berücksichtigt: Zunächst werden die gemessenen Drücke — wie in Kapitel 4.3.2 beschrieben — unter Vernachlässigung der Trägheitseffekte ausgewertet, um die Strömungswinkel der Absolutgeschwindigkeit sowie die “Startwerte” für die örtlichen Geschwindigkeiten und statischen Drücke zu erhalten. Anschließend werden die örtlichen instationären Drücke im Staupunkt der Sonde mit Hilfe von Gleichung 10 berechnet, die für diesen Zweck diskretisiert wird:

$$p_K(t, \Theta) = p_{st}(t) + K_A(\Theta) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c(t)^2 + K_B(\Theta) \cdot \rho \cdot r_{Sonde} \cdot \frac{c(t + \Delta t) - c(t)}{\Delta t} \quad (13)$$

Die örtliche Beschleunigung (und damit auch der örtliche instationäre Druck) wird also durch einen Differenzenquotienten angenähert, der aus der Differenz der Geschwindigkeiten zweier aufeinanderfolgender Meßpunkte und der zwischen den beiden Messungen verstrichenen Zeit Δt gebildet wird.

Nach der Berechnung des örtlichen instationären

Drucks wird dieser unter Anwendung der in Gleichung 12 angegebenen Beziehung zwischen dem Koeffizienten K_B und dem relativen Strömungswinkel Θ von dem gemessenen Druckverlauf subtrahiert (s. Bild 16). Das so erhaltene Polynom wird nun “quasistationär” nach der im Kapitel 4.3.2 beschriebenen Vorgehensweise ausgewertet. Die neu berechneten örtlichen Geschwindigkeiten und statischen Drücke werden anschließend mit den “Startwerten” verglichen. Bei nennenswerten Abweichungen gehen die zuletzt berechneten Werte als neue “Startwerte” in eine Wiederholung der Auswerteprozedur ein. Die Iteration wird solange fortgesetzt, bis sich sowohl die örtlichen Geschwindigkeiten als auch die örtlichen statischen Drücke nicht mehr verändern.

Der Einfluß der Trägheitseffekte auf die Meßergebnisse wird in Bild 17 deutlich, in dem für eine Meßposition der Verlauf der Absolutgeschwindigkeit c über dem Laufradumfang von Laufrad C

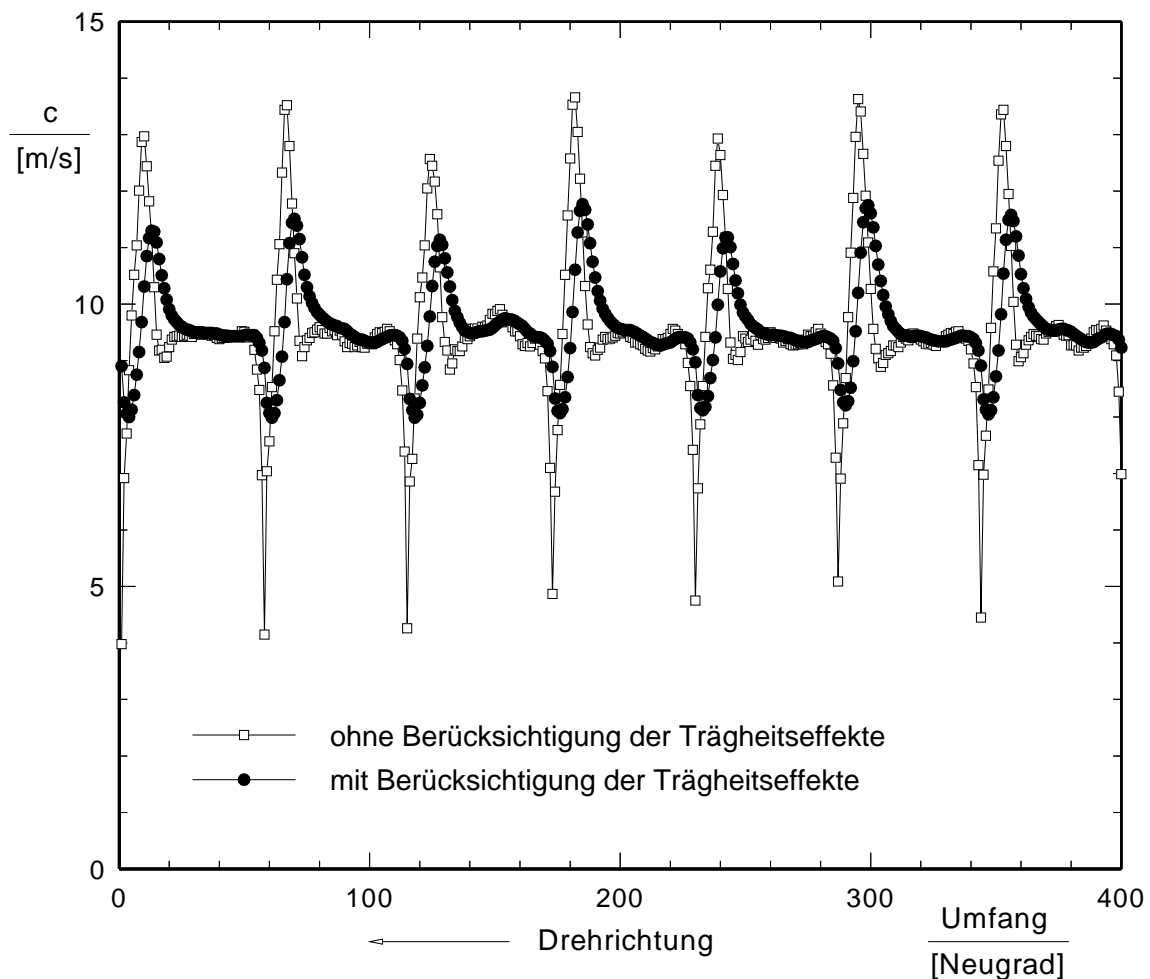


Bild 17: Absolutgeschwindigkeit c am Austritt von Laufrad C mit und ohne Berücksichtigung der Trägheitseffekte ($\dot{V} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$)

dargestellt ist. Man sieht deutlich, wie durch die Berücksichtigung der Trägheitseffekte die scheinbar starken Geschwindigkeitsschwankungen im Bereich der Schaufelaustrittskanten erheblich geglättet werden.

5. Untersuchungen mit Laufrad C

Sämtliche Messungen mit Laufrad C wurden bei der Drehzahl $n=1200 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt²⁴. In den entsprechenden Diagrammen wird deshalb auf die erneute Angabe der Drehzahl verzichtet.

5.1 Messung der statischen Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor

Um eine Beeinflussung der Laufraddurchströmung durch eine ungleichmäßige Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor ausschließen zu können, wurde die statische Druckverteilung im Diffusor zwischen den Volumenströmen $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=1200 \text{ m}^3/\text{h}$ mit einer Schrittweite von $\Delta\dot{V}=200 \text{ m}^3/\text{h}$ gemessen. Die statische Druckverteilung wurde bei jedem der genannten Volumenströme sowohl bei kavitationsfreiem Betrieb als auch bei dem jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Wert gemessen, und zwar jeweils ohne Sonde, mit bis zur Kanalmitte eingeführter Sonde²⁵ sowie mit bis zur gegenüberliegenden (deckscheibenseitigen) Diffusorwand hineingeschobener Sonde, um auch einen möglicherweise vorhandenen störenden Einfluß der Strömungsmeßsonde auf die Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor ausschließen zu können.

5.2 Kennlinienmessungen

Die Kennlinienmessungen erfolgten im Bereich $0.05 \leq \dot{V}/\dot{V}_{opt} \leq 1.3$ an bis zu 50 Kennlinienpunkten, wobei der Volumenstrom sowohl vergrößert als auch verkleinert wurde. Neben der Messung der Drosselkurve sowie des Leistungsaufnahme- und Wirkungsgradverlaufs wurden $NPSH$ -Kennlinienmessungen für den Optimalpunkt und

für mehrere Teillast- und Überlastbetriebspunkte durchgeführt. Die Ermittlung der $NPSH_{3\%}$ -Werte erfolgte jeweils bei konstantem Volumenstrom und konstanter Drehzahl. Ausgehend von einem saugseitigen Druckniveau, bei dem Kavitation in der Pumpe ausgeschlossen werden kann, wurde durch schrittweises Absenken des Druckes p_s die Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ so lange verkleinert, bis die Förderhöhe infolge Kavitation gegenüber kavitationsfreiem Betrieb deutlich abfiel. Der Verlauf der $NPSH$ -Kennlinien wurde aus den einzelnen Meßwerten durch Spline-Interpolation bestimmt.

Um ausschließen zu können, daß der Radialdiffusor die Ursache für Besonderheiten im Verlauf der Kennlinien von Laufrad C ist, wurden die integralen Messungen mit einem zu der Typenreihe dieses Laufrads gehörenden Spiralgehäuse²⁶ wiederholt.

5.3 Bestimmung des Einsetzens der saugseitigen Rezirkulation

Um festzustellen, ob eine Wechselwirkung zwischen Auffälligkeiten im Verlauf der Kennlinien und dem Einsetzen der saugseitigen Rezirkulation besteht, wurde der Detektierung des Volumenstroms \dot{V}_{sR} in dieser Arbeit besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Das Vorhandensein einer saugseitigen Rezirkulation konnte mit dem verwendeten Versuchsaufbau bei kavitationsfreiem Betrieb auf zwei verschiedene Arten festgestellt werden:

1. In einer Entfernung von etwa 28 mm vor dem äußeren Laufradeintritt ist eine Wandanbohrung ($\varnothing 0.4 \text{ mm}$) angebracht worden (s. Bild A2), an die ein Druckaufnehmer angeschlossen werden kann. Durch die Messung der statischen Druckdifferenz zwischen dieser Bohrung und der Meßebebene "S" kann das Einsetzen der saugseitigen Rezirkulation verhältnismäßig gut detektiert werden.
2. Nach Abschluß der übrigen Messungen ist eine Schaufel des Laufrads mit gleichmäßig verteilten Durchgangslöchern ($\varnothing 1.2 \text{ mm}$) versehen worden. In diese sind anschließend 1 mm dicke fluoreszierende Silikonfäden eingeklebt und so

²⁴ Dies gilt für beide verwendeten Leitvorrichtungen, d. h. sowohl für den Radialdiffusor als auch für das Spiralgehäuse (vgl. Kapitel 5.2).

²⁵ Die Sonde wurde bei diesen Untersuchungen durch einen Messingstab gleichen Durchmessers ersetzt.

²⁶ Wenn nicht ausdrücklich auf das Spiralgehäuse als Leitvorrichtung hingewiesen wird, bezeichnet "Laufrad C" in der vorliegenden Arbeit immer die Kombination des untersuchten Laufrads mit dem Radialdiffusor als Leitvorrichtung.

zugeschnitten worden, daß diese sowohl auf der Schaufeldruck- als auch auf der Schaufelsaugseite 20 mm aus der jeweiligen Bohrung herausragen²⁷. Durch stroboskopische Beleuchtung der Laufschaufel kann die Relativströmung in der Nähe der saugseitigen Schaufeloberfläche mit Hilfe dieser Fadensonden sehr gut beobachtet werden. Weil sich die ersten Fäden in einem Abstand von 10 mm von der Schaufeleintrittskante befinden, ist es außerdem möglich, im Bereich der Schaufeleintrittskante Rückströmungen auf der Schaufeldruckseite zu erkennen.

Die beschriebenen Verfahren sind zwar verhältnismäßig grob, trotzdem gestatten sie die Bestimmung einer strömungstechnisch relevanten Rückströmung am Laufradeintritt.

Es war ursprünglich vorgesehen, den Beginn der saugseitigen Rezirkulation auch durch das Einperlen von Druckluft bzw. durch das Einspritzen einer fluoreszierenden Flüssigkeit mittels der unter 1. beschriebenen Bohrung in die Saugleitung nachzuweisen. Dieses Verfahren hat sich wegen der schwierigen Interpretation der beobachteten Veränderungen der Blasen- bzw. Flüssigkeitsschleppe jedoch nicht bewährt.

5.4 Kavitationsbeobachtungen

Die Kavitationerscheinungen am Laufradeintritt sind für die mit den Strömungsmeßsonden untersuchten Volumenströme bei den jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Werten (zum Teil aber auch bei höheren Netto-Energiehöhen $NPSH_{vorh}$) beobachtet worden. Außerdem wurde die Abhängigkeit der $NPSH_{ic}$ vom Volumenstrom bestimmt.

5.5 Stationäre Sondenmessungen

Um Informationen über die dreidimensionale Strömungsstruktur im Laufradnachlauf zu erhalten, wurden im Optimalpunkt und bei mehreren Teillast- und Überlastvolumenströmen sowohl bei kavitationsfreiem Betrieb als auch bei den jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Werten Messungen mit einer herkömmlichen stationär messenden Fünfloch-Kugelsonde durchgeführt.

²⁷ Durch diese Art der Befestigung wird eine "Entlastung" der Klebestellen erreicht.

5.6 Instationäre Sondenmessungen

Für die bereits mit der Fünfloch-Kugelsonde untersuchten Betriebspunkte wurden detaillierte Messungen des Druck- und Geschwindigkeitsfeldes hinter dem Laufrad mit Hilfe einer zeitlich auflösenden Einloch-Kugelsonde aus dem ruhenden System heraus durchgeführt. Zur Reduzierung des Meß- und Auswertungsaufwandes wird die Strömung bei diesen Messungen als zweidimensional betrachtet, d. h. die Geschwindigkeitskomponente c_q (parallel zur Maschinenachse) wird vernachlässigt²⁸.

Die Auswertung der instationären Sondenmessungen wurde durch die Berücksichtigung der Trägheitseffekte, die durch den Aufstau der instationären Laufradabströmung auf der Oberfläche des Sondenkopfes hervorgerufen werden, verbessert. Das modifizierte Auswertungsverfahren wird in Kapitel 4.3.3 ausführlich erläutert.

6. Auswertung

Während der Messung der stationären Betriebsgrößen wurde jeder Meßaufnehmer bei konstanten Betriebsbedingungen zehnmal abgefragt. Als Meßergebnis wurde der arithmetische Mittelwert der Einzelmessungen übernommen. Die außerdem berechneten Standardabweichungen sind bei der Analyse der Meßunsicherheiten (s. Kapitel 6.3) berücksichtigt worden.

6.1 Verwendete Gleichungen

Die Auswertung der Meßwerte erfolgte mit den im folgenden beschriebenen Gleichungen.

Vorhandene Netto-Energiehöhe, erforderliche Netto-Energiehöhe

Die vorhandene Netto-Energiehöhe der Anlage $NPSH_{vorh}$ entspricht der Differenz zwischen der Gesamtdruckhöhe und der Dampfdruckhöhe, bezogen auf die Bezugsebene für den $NPSH$ -Wert. Nach EUROPUMP [50] bzw. ISO 2548 [51] ist als Bezugsebene für den $NPSH$ -Wert die horizontale Ebene definiert, die durch die Mitte des Kreises

²⁸ Die Messungen mit der Fünfloch-Kugelsonde haben ergeben, daß diese Vereinfachung zulässig ist (s. Kapitel 7.5).

geht, der von den äußeren Punkten der Eintrittskanten der Laufschaufeln beschrieben wird. Der $NPSH$ -Wert wird wie folgt berechnet:

$$NPSH = \frac{p_S - p_T}{\varrho \cdot g} + \frac{c_S^2}{2 \cdot g} + z_S \quad (14)$$

Die zur Auswertung benötigten temperaturabhängigen Stoffgrößen des Wassers (Dampfdruck p_T sowie Dichte ϱ) werden nach den in Tafel A3 angegebenen Gleichungen berechnet. Die Geschwindigkeit c_S wird mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung bestimmt; dabei wird eine gleichmäßige Verteilung der Geschwindigkeit im Meßquerschnitt vorausgesetzt:

$$c_S = \frac{\dot{V}}{A_S} \quad (15)$$

Da die Höhenlage von Bezugsebene und der Mitte der saugseitigen Meßebeine bei der verwendeten Versuchsanordnung gleich ist, wird die Größe z_S in Gleichung 14 hier zu Null.

Man unterscheidet zwischen dem vorhandenen $NPSH$ -Wert der Anlage $NPSH_{vorh}$ und dem zur Vermeidung von Kavitation im Laufrad bzw. zur Begrenzung der Kavitation auf ein bestimmtes Maß erforderlichen $NPSH$ -Wert der Pumpe $NPSH_{erf}$. Zur Beurteilung der Saugfähigkeit von Pumpen wird sehr häufig das sogenannte $NPSH_{3\%}$ -Kriterium benutzt. Der $NPSH_{3\%}$ -Wert entspricht der Netto-Energiehöhe, bei der die Förderhöhe gegenüber kavitationsfreiem Betrieb — bei gleichem Volumenstrom und konstanter Drehzahl — um drei Prozent abgefallen ist. Die Vorteile dieses Kriteriums sind die klare Definition sowie die gute Meßbarkeit. Von Nachteil ist die Tatsache, daß es bei andauerndem Betrieb einer Pumpe bei $NPSH_{3\%}$ bereits zu Kavitationserosion kommen kann [33]. Außerdem kann auch eine Umformierung der Strömung im Laufrad zu einer Veränderung der Förderhöhe führen (s. Kapitel 2.5), so daß das $NPSH_{3\%}$ -Kriterium das Ausmaß der Kavitation nur unzuverlässig beschreibt.

Die zur Bestimmung des dreiprozentigen Förderhöhenabfalls bei $NPSH$ -Kennlinien häufig erforderliche Interpolation zwischen zwei Meßpunkten erfolgt mit Hilfe eines Spline-Algorithmus nach Akima [52], der eine ohne Gewichtungsfaktoren auskommende und damit objektive Interpolation der Meßwerte ermöglicht. Gleichzeitig vermeidet dieser Algorithmus unsinnige Zwischenwerte, wie sie infolge

“Überschwingens” bei anderen Ausgleichsverfahren zu beobachten sind. Von Lünzmann [34] durchgeführte Kontrollrechnungen ergaben “eine hervorragende Eignung des Verfahrens für die Interpolation von Zwischenwerten”.

Ein wesentlich empfindlicheres, in der Anwendung allerdings auch aufwendigeres Kriterium zur Bestimmung von $NPSH_{erf}$ -Werten ist das Kriterium der beginnenden Kavitationsblasenbildung auf den Laufschaufeln. Die mit diesem Kriterium bestimmten Netto-Energiehöhen werden mit $NPSH_{ic}$ (incipient cavitation) bezeichnet. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen²⁹ kennzeichnet $NPSH_{ic}$ die Netto-Energiehöhe, bei der sich auf einer ausgewählten Laufschaufel³⁰ ein fünf Millimeter langes Dampfblasengebiet gebildet hat.

Förderhöhe, spezifische Stutzenarbeit

Die Förderhöhe ergibt sich aus der Differenz der spezifischen Energiehöhen der Förderflüssigkeit in den Meßebenen vor und hinter der Pumpe. Sie berechnet sich zu:

$$H = \frac{p_D - p_S}{\varrho \cdot g} + \frac{c_D^2 - c_S^2}{2 \cdot g} + (z_D - z_S) \quad (16)$$

Die Differenz der statischen Drücke wird direkt gemessen. Da sich die Meßebeine “D” am Leitringumfang befindet und dort die Strömungsgeschwindigkeit c_D wegen der örtlich begrenzten Einstromung in die acht Druckleitungen über dem Umfang ungleichförmig ist und nicht präzise ermittelt werden kann, wird zur Berechnung von c_D mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung ersatzweise die Gesamtfläche der acht durchströmten Druckleitungen verwendet. Weil diese Gesamtfläche aber näherungsweise der durchströmten Fläche der Saugleitung entspricht, sind wegen der Kontinuitätsbedingung die Strömungsgeschwindigkeiten in den beiden Meßebenen in etwa gleich groß und der Geschwindigkeitsterm $\frac{c_D^2 - c_S^2}{2 \cdot g}$ in Gleichung 16 wird zu Null.

²⁹ Die Bestimmung der Blasenlänge war bei den Versuchen nur auf den Schaufelaußenseiten möglich; Kavitationserscheinungen auf den Schaufelinnenseiten konnten nicht beobachtet werden. Aus diesem Grund war die Bestimmung der $NPSH_{ic}$ auf den Volumenstrombereich bis etwa \dot{V}_{opt} beschränkt.

³⁰ Aufgrund von Fertigungstoleranzen zeigen die einzelnen Schaufeln eines Laufrades etwas unterschiedliche Kavitationsblasengebiete. Zur Bestimmung der $NPSH_{ic}$ -Werte wurde deshalb eine Schaufel ausgewählt, an der die Blasenbildung ein für das Laufrad “durchschnittliches” Verhalten zeigt.

Die geodätische Höhendifferenz ($z_D - z_S$) ist hier ebenfalls gleich Null, weil die Mitten der saugseitigen Rohrleitung und des Radialdiffusors auf gleicher Höhe liegen.

Zwischen den Meßebenen der Pumpe wird der Förderflüssigkeit die spezifische Stutzenarbeit

$$Y = g \cdot H \quad (17)$$

zugeführt.

Hydraulische Nutzleistung

Die von der Pumpe auf das Fördermedium übertragene hydraulische Nutzleistung beträgt:

$$P_{hyd} = \dot{m} \cdot Y = \rho \cdot \dot{V} \cdot g \cdot H \quad (18)$$

Wellenleistung

Die von der Pumpe aufgenommene mechanische Leistung wird als Wellenleistung bezeichnet. Sie ist um die Verlustleistung der Pumpe größer als die hydraulische Nutzleistung. Die Wellenleistung wird aus dem Antriebsmoment und der Drehzahl bestimmt:

$$P = M \cdot \omega = F_R \cdot l_H \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (19)$$

Die Wellenleistung setzt sich zusammen aus der inneren Leistung P_i , die dem Laufrad zugeführt wird, und der im wesentlichen durch Gleitflächenverluste (z. B. der Lager und der Gleitringdichtung) verursachten mechanischen Verlustleistung P_m :

$$P = P_i + P_m \quad (20)$$

Aufgrund der oben beschriebenen Vereinfachungen bei der Berechnung der Förderhöhe und der damit verbundenen Ungenauigkeit der Größen H bzw. Y , P_{hyd} und η (s. u.) wird auf eine Abschätzung der mechanischen Verlustleistung verzichtet.

Pumpenwirkungsgrad, Optimalvolumenstrom

Der Pumpenwirkungsgrad gibt das Verhältnis von hydraulischer Nutzleistung der Pumpe zur aufgenommenen Wellenleistung an:

$$\eta = \frac{P_{hyd}}{P} \quad (21)$$

Es muß an dieser Stelle noch einmal darauf hingewiesen werden, daß in dem nach Gleichung 21

berechneten Wirkungsgrad die mechanischen Verluste der Pumpe mit enthalten sind.

Der Optimalvolumenstrom wird als Volumenstrom bei maximalem Wirkungsgrad definiert:

$$\dot{V}_{opt} = \dot{V} \mid_{\eta_{max}} \quad (22)$$

Der Volumenstrom \dot{V}_{opt} einer Pumpe dient in der vorliegenden Arbeit jeweils als Bezugsvolumenstrom.

6.2 Einfluß der Wasserqualität

Unter Bezugnahme auf eine Veröffentlichung von Hammitt [53] weist Grein [54] darauf hin, daß es als sicher gilt, daß der Gasgehalt einer Flüssigkeit einen starken Einfluß auf den Kavitationsbeginn hat. Grein beschreibt den Einfluß des Gasgehalts auf die Kavitation wie folgt: Bei einem sehr kleinen Gasgehalt wird der Kavitationsbeginn verzögert, weil das Wasser dann — ähnlich wie beim Siedeverzug — Zugspannungen aufnehmen kann. Bei einem Gasgehalt von etwa 10% der Sättigungsmenge beginnt die Kavitation bei Erreichen des Dampfdrucks. Bei sehr großen Gasgehalten beginnt die Kavitation bei einem Druck, der größer ist als der Dampfdruck. Der Grund hierfür ist die einsetzende sogenannte Gaskavitation, bei der sich durch Diffusion in der Flüssigkeit große Blasen bilden.

Bei den im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen wird die Wasserqualität nicht gesondert berücksichtigt. Messungen von Thamsen [27] an einem anderen Versuchstand des Pfleiderer-Instituts, der bei einem vergleichbaren Druck- und Temperaturniveau betrieben wird, haben ergeben, daß der Gasgehalt des verwendeten Wassers zwischen 1.0 und 3.5 Vol% schwankt. Er liegt somit bei dem maximalen Druck von 3 bar im Standrohr und einer Temperatur von etwa 30 °C im Prüfkreislauf stets über 10% der Sättigungsmenge von 5.2 Vol%. Wie oben erwähnt, setzt Kavitation bei diesem Gasgehalt bei Erreichen des Dampfdrucks ein, so daß die Berechnung der $NPSH$ -Werte nach Gleichung 14 gerechtfertigt ist.

In [27] wurde zusätzlich auch der Einfluß der Verwendungsdauer des Wassers untersucht, mit der

sich neben dem Gasgehalt auch die Anzahl der Schwebeteilchen im Wasser verändert. Es wurden dabei keine nennenswerten Auswirkungen von unterschiedlichen Wasserqualitäten auf die Kavitationsausbildung festgestellt.

6.3 Unsicherheit der Ergebnisse der Kennlinienmessungen

Jeder Meßwert x einer physikalischen Größe weicht vom wahren Wert ab. Die Meßabweichungen³¹ werden durch Unvollkommenheit des Meßverfahrens und der verwendeten Meßgeräte, durch Umwelteinflüsse und durch den die Messung durchführenden Beobachter verursacht [55, 56].

Man unterscheidet zwischen zufälligen und systematischen Abweichungen: Zufällige Abweichungen entstehen durch zufällige zeitliche Schwankungen der Meßgröße. Sie können durch statistische Größen gekennzeichnet und durch deren Schätzwerte zahlenmäßig angegeben werden. Systematische Abweichungen werden unterteilt in erkennbare und nichterkennbare Abweichungen. Beide werden durch die verwendeten Meßgeräte und das Auswertungsverfahren verursacht. Die Größe der erkennbaren systematischen Abweichungen (z. B. Nichtlinearität) ist bestimmbar und kann daher durch Korrekturen ausgeschaltet werden. Die Größe der nichterkennbaren systematischen Abweichungen (z. B. Alterung, Drift) ist nicht bekannt und muß deshalb mit Hilfe von Schrankenwerten abgeschätzt werden. Zufällige und nichterkennbare systematische Abweichungen machen ein Meßergebnis unsicher und werden durch die sogenannte Meßunsicherheit $(u_x)_P$ berücksichtigt.

Die Meßunsicherheit u_z der zufälligen Abweichungen hängt von der Anzahl n gleichartiger Messungen ab und kann bei einer normalverteilten Meßreihe mit Hilfe der *Student*-Verteilung (durch den *Student*-Faktor t) für eine vorzugebende Aussagesicherheit P bestimmt werden:

$$u_z = \frac{t(n, P)}{\sqrt{n}} \cdot s \quad (23)$$

Die in Gleichung 23 enthaltene (empirische) Standardabweichung s wird wie folgt berechnet:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (24)$$

Die Anzahl der bei den im Rahmen dieser Arbeit pro Meßzyklus für jede Meßgröße aufgenommenen Meßwerte beträgt $n=10$. Für eine Aussagesicherheit P von 95% mit dem entsprechenden *Student*-Faktor $t=2.26$ folgt aus Gleichung 23:

$$u_z = 0.715 \cdot s \quad (25)$$

Die nichterkennbaren systematischen Abweichungen u_s werden entsprechend den Angaben der Meßgeräte-Hersteller (s. Tafel A2) berücksichtigt³².

Da die Beträge der beiden Komponenten u_z und u_s bei den stationären Betriebsgrößen der vorliegenden Untersuchung — wie eine entsprechende Rechnung gezeigt hat — etwa gleich groß sind, wird die absolute Meßunsicherheit $(u_x)_P$ durch quadratische Addition der beiden Beträge berechnet:

$$(u_x)_P = \pm \sqrt{u_z^2 + u_s^2} \quad (26)$$

Damit ergibt sich die relative Meßunsicherheit zu:

$$\frac{(u_x)_P}{\bar{x}} = \pm \sqrt{\left(\frac{u_z}{\bar{x}}\right)^2 + \left(\frac{u_s}{\bar{x}}\right)^2} \quad (27)$$

Wird aus mehreren Meßgrößen x_1, x_2, \dots, x_m eine funktional abhängige Größe $y = f(x_1, x_2, \dots, x_m)$ berechnet, so hat dies eine Fortpflanzung der Meßunsicherheiten der einzelnen Meßgrößen zur Folge. Diese kann mit Hilfe des *Gauß*schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes berechnet werden. Danach wird die absolute Meßunsicherheit $(u_y)_P$ der zusammengesetzten Größe y für die gleiche Aussagesicherheit P aus den Meßunsicherheiten $(u_{x_j})_P$ der Einzelgrößen x_j mit folgender Gleichung berechnet:

$$(u_y)_P = \pm \sqrt{\sum_{j=1}^m \left[\frac{\partial y}{\partial x_j} (u_{x_j})_P \right]^2} \quad (28)$$

³² Da die Differenzdruckaufnehmer mit Hilfe eines Präzisions-Drehkolbenmanometers (Druckwaage) einzeln kalibriert wurden, sind die tatsächlichen Meßunsicherheiten kleiner als in Tafel A2 angegeben.

³¹ Im folgenden kurz "Abweichungen" genannt.

Mit dem arithmetischen Mittelwert \bar{y} ergibt sich die relative Meßunsicherheit der Gesamtmeßgröße zu:

$$\frac{(u_y)_P}{\bar{y}} = \pm \sqrt{\sum_{j=1}^m \left[\frac{\partial y}{\partial x_j} \frac{(u_{x_j})_P}{\bar{y}} \right]^2} \quad (29)$$

Die Berechnung der Unsicherheiten der stationären Betriebsgrößen wird am Beispiel von Laufrad C für kavitationsfreien Betrieb beim Optimalvolumenstrom $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ durchgeführt. Es ergeben sich die in Tafel 1 dargestellten relativen Meßunsicherheiten:

| Betriebsgröße | Bezugswert \bar{y} | relative Meßunsicherheit $\frac{(u_y)_{P=95\%}}{\bar{y}}$ |
|---------------|-------------------------|---|
| \dot{V} | 1000 m ³ /h | ± 0.2 % |
| $NPSH_{vorh}$ | 40.8 m | ± 0.5 % |
| H | 19.3 m | ± 1.3 % |
| P | 62.8 kW | ± 0.4 % |
| η | 83.6 % | ± 1.4 % |

Tafel 1: Relative Meßunsicherheiten der Betriebsgrößen

Bei der Rechnung wurden die Meßunsicherheit des Präzisions-Barographen, mit dem der Umgebungsluftdruck³³ gemessen wird, sowie Fehler durch die rechnerische Approximation der temperaturabhängigen Stoffgrößen des Wassers vernachlässigt.

Bestimmung der $NPSH_{3\%}$ - und $NPSH_{ic}$ -Werte

Bei der Bestimmung der $NPSH_{3\%}$ -Werte ergeben sich weitere Ungenauigkeiten. Die Ursachen sind z. B. Schwankungen des Volumenstroms, der beim Kavitationsversuch als konstant vorausgesetzt wird, sowie der Verlauf der durch Interpolation bestimmten Ausgleichskurve durch die Meßpunkte. Bei der Aufnahme der $NPSH$ -Kennlinien wurden deshalb in der Nähe des $H_{97\%}$ -Niveaus mehrere Messungen mit einer engen Stufung der $NPSH_{vorh}$ -Werte durchgeführt, um die Genauigkeit der Annäherung des Kurvenverlaufs durch den Spline-Algorithmus zu verbessern.

Bei der Erfassung der beginnenden Kavitation hat die subjektive Beurteilung des fluktuierenden Bla-

senfeldes einen wesentlichen Einfluß auf die ermittelten $NPSH_{ic}$ -Werte. Dennoch ist die Reproduzierbarkeit der $NPSH_{ic}$ -Werte — wie die Messungen gezeigt haben — bemerkenswert gut.

Da die Unsicherheiten bei der Bestimmung der $NPSH_{3\%}$ - und der $NPSH_{ic}$ -Werte rechnerisch nicht ohne weiteres bestimmt werden können, werden hier eigene Erfahrungswerte für die maximale Unsicherheit dieser Meßgrößen angegeben:

| Meßgröße | max. Unsicherheit |
|--------------|-------------------|
| $NPSH_{3\%}$ | ± 0.3 m |
| $NPSH_{ic}$ | ± 0.5 m |

Tafel 2: Erfahrungswerte für die max. Unsicherheit der $NPSH_{3\%}$ - und $NPSH_{ic}$ -Werte

6.4 Unsicherheit der Ergebnisse der Sondenmessungen

Sowohl bei den stationären als auch bei den instationären Sondenmessungen wirken sich verschiedene Einflußgrößen auf die Qualität der Meßergebnisse aus, von denen im folgenden die als wesentlich erachteten aufgeführt sind:

- Ungenaue Bestimmung der Strömungswinkel α
Die Strömungswinkel α im Nachlauf der drei untersuchten Laufräder sind verhältnismäßig klein. So beträgt beispielsweise bei Laufrad C der mittlere Strömungswinkel $\bar{\alpha}$ bei $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ etwa 9° . Weicht der gemessene Strömungswinkel hier um nur 0.5° vom tatsächlichen Wert ab, so hat dies wegen $c_m = c \cdot \sin \alpha$ eine Abweichung der Durchsatzkomponente c_m von etwa 6% zur Folge. In Richtung der größeren Volumenströme wird die Abweichung wegen des zunehmenden Winkels α kleiner.
- Wandeinfluß
Ist die Mitte des Sondenkopfes weniger als $2 \cdot d_{Sonde}$ von der Wand entfernt, so wird die Sondenumströmung und damit das Druckfeld auf der Sondenkontur durch den Wandeinfluß verändert [57, 58].
- Messung in drallbehafteter Strömung
Die verwendeten Sonden werden in einer gleichmäßigen Parallelströmung kalibriert. In der Meßebene ist die Strömung jedoch drallbehaftet, d. h.

³³ Der Umgebungsluftdruck wird als Referenzdruck benötigt.

es liegt ein Geschwindigkeitsgradient vor, der auf benachbarten Stromlinien unterschiedliche Staudrücke verursacht. Dadurch sind die gemessenen Strömungswinkel und -geschwindigkeiten mit einer weiteren Unsicherheit behaftet.

- Vernachlässigung der Geschwindigkeitskomponente c_q

Bei den instationären Sondenmessungen führt die Vernachlässigung der Geschwindigkeitskomponente c_q in Richtung des Sondenschaftes (s. Kapitel 7.5) zu einer zusätzlichen Meßunsicherheit, weil durch den vorhandenen Schiebewinkel die Druckverteilung auf der Sondenkontur beeinflusst wird.

Da in der vorliegenden Arbeit — wie oben bereits ausgeführt wurde — insbesondere die qualitativen Veränderungen der Strömungsgrößen am Laufradaustritt betrachtet werden und man davon ausgehen kann, daß sich die beschriebenen Einflußgrößen bei allen drei Laufrädern bzw. bei unterschiedlichen Betriebszuständen eines Laufrads in ähnlicher Weise bemerkbar machen, ist hier auf eine gesonderte ausführliche Untersuchung dieser Einflußgrößen verzichtet worden.

Um eine Abschätzung für die Genauigkeit der Sondenmessungen zu bekommen, sind die gemessenen Meridiangeschwindigkeitsprofile über der Fläche der Sondenmeßebene integriert und die Ergebnisse mit den vom MID angezeigten Werten verglichen worden. Die Volumenstromabweichung $A_{\dot{V}}$ berechnet sich somit zu:

$$A_{\dot{V}} = \frac{\dot{V}_{Sonde} - \dot{V}_{MID}}{\dot{V}_{MID}} \quad (30)$$

Als Randbedingung wurde dabei die Meridiangeschwindigkeit an den Diffusorwänden zu Null gesetzt.

Bei den stationären Sondenmessungen mit der Fünfloch-Kugelsonde liegt die Volumenstromabweichung $A_{\dot{V}}$ bei Volumenströmen oberhalb von $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ sowohl bei kavitationsfreiem Betrieb als auch bei Betrieb bei $NPSH_{3\%}$ immer unter 3%. In Richtung der kleineren Volumenströme wird der Fehler — vermutlich wegen der insbesondere bei Rezirkulation am Laufradaustritt zur präzisen Beschreibung der Geschwindigkeitsverhältnisse nicht ausreichenden Anzahl von Meßpositionen über der

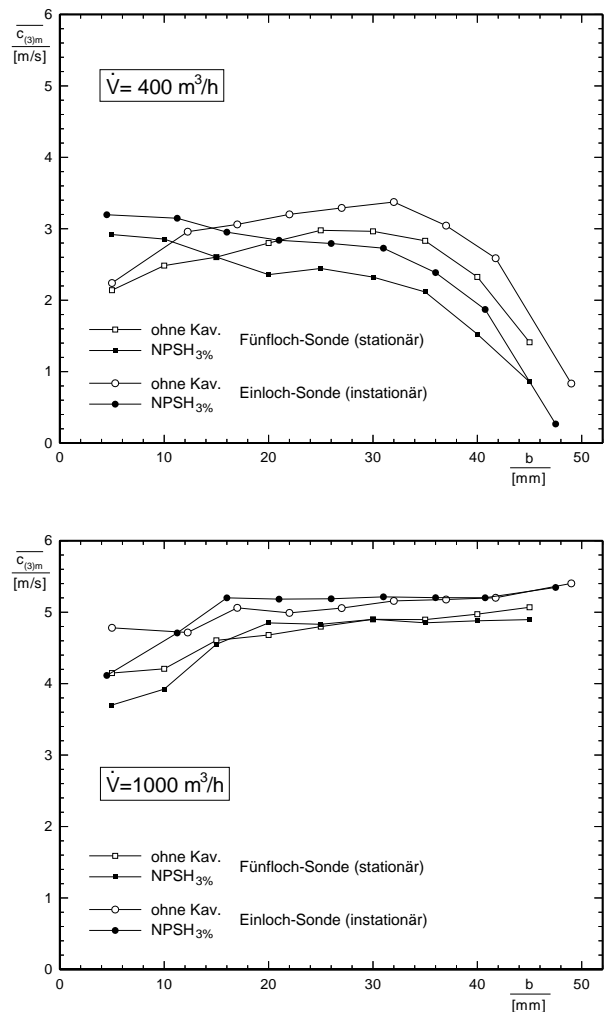


Bild 18: Vergleich der Geschwindigkeiten $\overline{c_m}$ (stationär, Fünfloch-Sonde) und $\overline{c_{3m}}$ (instationär, Einloch-Sonde)

Laufradbreite — allmählich größer und erreicht bei $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ schließlich Werte von 20% (Betrieb bei $NPSH_{3\%}$) bzw. 30% (kavitationsfreier Betrieb).

Bei dem Sondenmeßverfahren mit der instationär messenden Einloch-Kugelsonde ist die Volumenstromabweichung $A_{\dot{V}}$ größer: Die beste Übereinstimmung zwischen den durch Integration der örtlichen Meridiangeschwindigkeiten berechneten und den mit dem MID gemessenen Volumenströmen wird auch hier im Volumenstrombereich oberhalb von $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ erzielt, allerdings nimmt $A_{\dot{V}}$ hier bereits Werte zwischen 10 und 20% an. Bei den kleineren Volumenströmen wird die Volumenstromabweichung größer und erreicht bei $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ etwa 40%. Interessanterweise sind auch bei diesem Meßverfahren die Abweichungen für Betrieb bei Kavitation um etwa 5 bis 15% kleiner als bei kavitationsfreiem Betrieb.

Eine Korrektur der (vermutlich systematischen³⁴) Unsicherheiten der mit den Strömungsmeßsonden bestimmten Meßgrößen wird nicht durchgeführt, weil die Ergebnisse der beiden verwendeten Sondenmeßverfahren — wie Bild 18 exemplarisch zeigt — qualitativ gut übereinstimmen.

7. Ergebnisse der Untersuchungen mit Laufrad C

7.1 Messung der statischen Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor

Die Messung der statischen Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor brachte keine Besonderheiten zutage. Deshalb werden in der vorliegenden Arbeit lediglich die Ergebnisse für den Optimalvolumenstrom $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ erläutert. Diese sind in Bild A6 zusammengefaßt dargestellt. Die drei Diagramme auf der linken Bildhälfte wurden bei kavitationsfreiem Betrieb der Pumpe aufgenommen, die Diagramme auf der rechten Bildhälfte bei $NPSH_{3\%, opt}=5.6 \text{ m}$. Die beiden oberen Diagramme zeigen die statische Umfangs-Druckverteilung im Diffusor ohne Sonde, die beiden mittleren Diagramme die Druckverteilung bei bis zur Kanalmitte eingeführter Sonde und die beiden unteren Diagramme die Druckverteilung bei bis zur gegenüberliegenden Diffusorwand³⁵ hineingeschobener Sonde. Mit "DS" und "TS" sind der deckscheibenseitige bzw. tragscheibenseitige Kurvenverlauf gekennzeichnet.

Auf der Abszissenachse jedes Diagramms kann die Position der Druckmeßbohrungen entnommen werden, wobei die einzelnen Meßstellen — mit Blickrichtung auf die Saugseite der Pumpe — vergleichbar dem Ziffernblatt einer Uhr numeriert wurden. Auf der linken Ordinatenachse ist die Differenz $p_U - p_S$ zwischen dem Druck an der jeweiligen Druckmeßstelle und dem Druck in der saugseitigen Meßebebene angegeben, die rechte Ordinatenachse kennzeichnet die Vergrößerung des

statischen Druckes $p_a - p_i$ zwischen den beiden Meßebenen des Diffusors.

Die Druckdifferenzen $p_U - p_S$ der zur inneren Meßebebene gehörenden Druckmeßbohrungen sind bei allen untersuchten Betriebsbedingungen sowohl an der deckscheibenseitigen als auch an der tragscheibenseitigen Diffusorwand über dem Umfang verhältnismäßig konstant. Die gemessenen Drücke unterscheiden sich an der Deckscheibe um maximal etwa 0.02 bar. An der Tragscheibe sind die Unterschiede größer, hier weichen die Drücke im Diffusor teilweise um bis zu etwa 0.035 bar voneinander ab. Besonders hohe Drücke werden dabei im Bereich zwischen den Positionen "2" und "6" gemessen. Durch Absenken der Netto-Energiehöhe auf $NPSH_{3\%}$ weichen die beiden Kurven jeweils zwar geringfügig stärker voneinander ab als bei kavitationsfreiem Betrieb, eine Vergrößerung der Druckschwankungen über dem Umfang ist jedoch nicht zu beobachten. Ein nennenswerter Einfluß der Sonde, die auf der Position "1.5" in den Strömungskanal eingebracht wird, ist sowohl bei kavitationsfreiem Betrieb als auch bei Betrieb bei $NPSH_{3\%}$ nicht festzustellen.

Die Unterschiede der Drücke an den Druckmeßbohrungen der äußeren Meßebebene sind bei allen untersuchten Betriebsbedingungen geringfügig kleiner als die der inneren Meßebebene, hier werden an einer Diffusorwand nur selten Schwankungen von 0.025 bar erreicht. Auffällig ist, daß sich der statische Druck bis zu dieser Meßebebene über der Diffusorbreite soweit vergleichmäßig hat, daß die Kurven der deckscheibenseitigen und tragscheibenseitigen Drücke nahezu identisch sind. Auch in dieser Meßebebene ist weder ein relevanter Einfluß der Sonde noch der $NPSH_{vorh}$ festzustellen.

Die den statischen Druckgewinn $p_a - p_i$ beschreibenden Kurven zeigen, daß die Druckerhöhung an der deckscheibenseitigen Diffusorwand über dem Umfang sehr gleichmäßig ist. Ähnliches gilt für die tragscheibenseitige Wand, hier ist die Druckzunahme allerdings wegen der oben beschriebenen überhöhten Drücke an den Positionen "2" bis "6" der inneren Meßebebene und des in der äußeren Meßebebene in etwa gleichen Druckes an beiden Diffusorwänden etwas verringert. Ein signifikanter Ein-

³⁴ Bei allen untersuchten Laufrädern und Betriebspunkten sind die Volumenströme \dot{V}_{Sonde} größer als die entsprechenden Volumenströme \dot{V}_{MID} .

³⁵ Die Sonde wird durch eine Öffnung in der tragscheibenseitigen Diffusorwand in den Strömungskanal eingeführt.

fluß der Sonde oder der $NPSH_{vorh}$ ist auch bei diesen Kurven nicht zu beobachten.

Wie oben bereits angedeutet wurde, liegen auch bei den anderen untersuchten Volumenströmen (s. Kapitel 5.1) grundsätzlich ähnliche Verhältnisse vor. Die Unterschiede der an den Druckmeßbohrungen der beiden Diffusorwände gemessenen Drücke nehmen zwar mit kleiner werdendem Volumenstrom zu³⁶, ein signifikanter Einfluß der Sonde oder der $NPSH_{vorh}$ ist aber auch hier nicht zu erkennen. Damit ist der Nachweis erbracht, daß bei den Sondenmessungen in guter Näherung von umfangssymmetrischen Strömungsverhältnissen im Diffusor ausgegangen werden darf.

7.2 Kennlinienmessungen

In Bild 19 sind die mit dem Radialdiffusor sowie die mit einem zu der Typenreihe des Laufrads gehörenden Spiralgehäuse gemessenen Verläufe der Förderhöhe, des Wirkungsgrades und der Leistungsaufnahme von Laufrad C in Abhängigkeit vom Volumenstrom dargestellt. Die Drosselkurve von Laufrad C im Radialdiffusor zeigt im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=520 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=660 \text{ m}^3/\text{h}$ eine ausgeprägte Unstetigkeit. Die obere Grenze dieses Bereichs fällt in etwa mit dem Einsetzen der saugseitigen Rezirkulation³⁷ zusammen. Wird der Volumenstrom nach dem Einsetzen des Teillastwirbels weiter verringert, so fällt die Förderhöhe zunächst leicht ab und steigt dann unterhalb von $\dot{V}=620 \text{ m}^3/\text{h}$ wieder steil an. Laufrad C zeigt im Spiralgehäuse in diesem Volumenstrombereich — allerdings um etwa $20 \text{ m}^3/\text{h}$ in Richtung $\dot{V}=0$ verschoben — ebenfalls eine Unstetigkeit, die jedoch nicht so stark ausgeprägt ist wie bei Laufrad C im Radialdiffusor. Da die Unstetigkeit mit beiden Leitvorrichtungen gemessen wird, sind offensichtlich mit dem Laufrad verknüpfte Phänomene ursächlich für diese verantwortlich.

³⁶ Bei $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ betragen die an den Meßbohrungen der inneren Druckmeßebe gemessenen Druckschwankungen an der Deckscheibe bis zu etwa 0.06 bar und an der Tragscheibe bis zu etwa 0.08 bar. In der äußeren Meßebe wurden an beiden Diffusorwänden Unterschiede des statischen Druckes bis zu etwa 0.05 bar gemessen.

³⁷ Die Bestimmung des Volumenstroms \dot{V}_{sR} , bei dem die Rezirkulation am Laufradeintritt einsetzt, wird in Kapitel 7.3 näher erläutert.

Yedidia³⁸ weist in [59] darauf hin, daß die Form der Drosselkurve sehr stark durch die Größe und Verteilung der Verluste im Laufrad beeinflusst wird. Da Laufrad C eine unübliche Verteilung der Schaufelwinkel am Eintritt besitzt³⁸, soll hier mit Hinblick auf die Unstetigkeit in der Drosselkurve der Einfluß der sich aus der Verteilung der Schaufelwinkel ergebenden Stoßverluste anhand von Bild 21 qualitativ untersucht werden. Zur Vereinfachung des Sachverhalts werden eine senkrechte Zuströmung zum Laufrad ($\alpha_0=90^\circ$) sowie eine konstante Minderleistungszahl vorausgesetzt, außerdem werden die Reibungsverluste im Laufrad und in dem Leitring nicht berücksichtigt. Desweiteren sollen bei dieser sehr stark vereinfachten Betrachtung Rezirkulationen und andere Teillast-Strömungsphänomene außer acht gelassen werden. Für die Betrachtung wird das Laufrad in n Teillaufräder unterteilt, von denen jedes im Optimalpunkt den Volumenstrom \dot{V}_{opt}/n fördern und die gleiche spezifische Schaufelarbeit Y_{Sch} leisten soll. Im folgenden werden zur einfacheren Darstellung lediglich das innere (tragscheibenseitige) sowie das äußere (deckscheibenseitige) Teillaufrad betrachtet.

In Bild 21 sind — sozusagen als “Eingangsgrößen” — die Geraden der spezifischen Schaufelarbeit³⁹ $Y_{Sch,i}$ und $Y_{Sch,a}$ sowie die Parabeln der Stoßverluste $Z_{st,i}$ und $Z_{st,a}$ für das innere und das äußere Teillaufrad dargestellt. Durch Subtraktion der Stoßverluste von der jeweiligen Y_{Sch} -Geraden erhält man die “Drosselkurven” Y_i und Y_a der beiden Teillaufräder. Da diese parallel arbeiten, ergibt sich die “Gesamt-Drosselkurve” $Y_{(a+i)}$ aus der Summe der Volumenströme der einzelnen Teillaufräder bei derselben Stutzenarbeit.

Von Interesse ist nun, wie sich die beiden Teillaufräder auf den verschiedenen Abschnitten der “Gesamt-Drosselkurve” ergänzen: Zwischen den Stutzenarbeiten Y_0 und Y_1 fördert ausschließlich das äußere Teillaufrad, d. h. die “Gesamt-

³⁸ Aus den aus dem Schaufelplan ermittelten Winkeln β_{1i} und β_{1a} ergibt sich, daß der Volumenstrom stoßfreien Eintritts an der inneren Flußlinie erheblich größer ist als an der äußeren Flußlinie (s. auch Tafel A1).

³⁹ Da beide Teillaufräder den gleichen Durchmesser d_2 besitzen und auch ihr Schaufelwinkel β_2 näherungsweise gleich groß ist, sind die beiden Geraden der spezifischen Schaufelarbeit unter der Annahme einer konstanten Minderleistungszahl identisch.

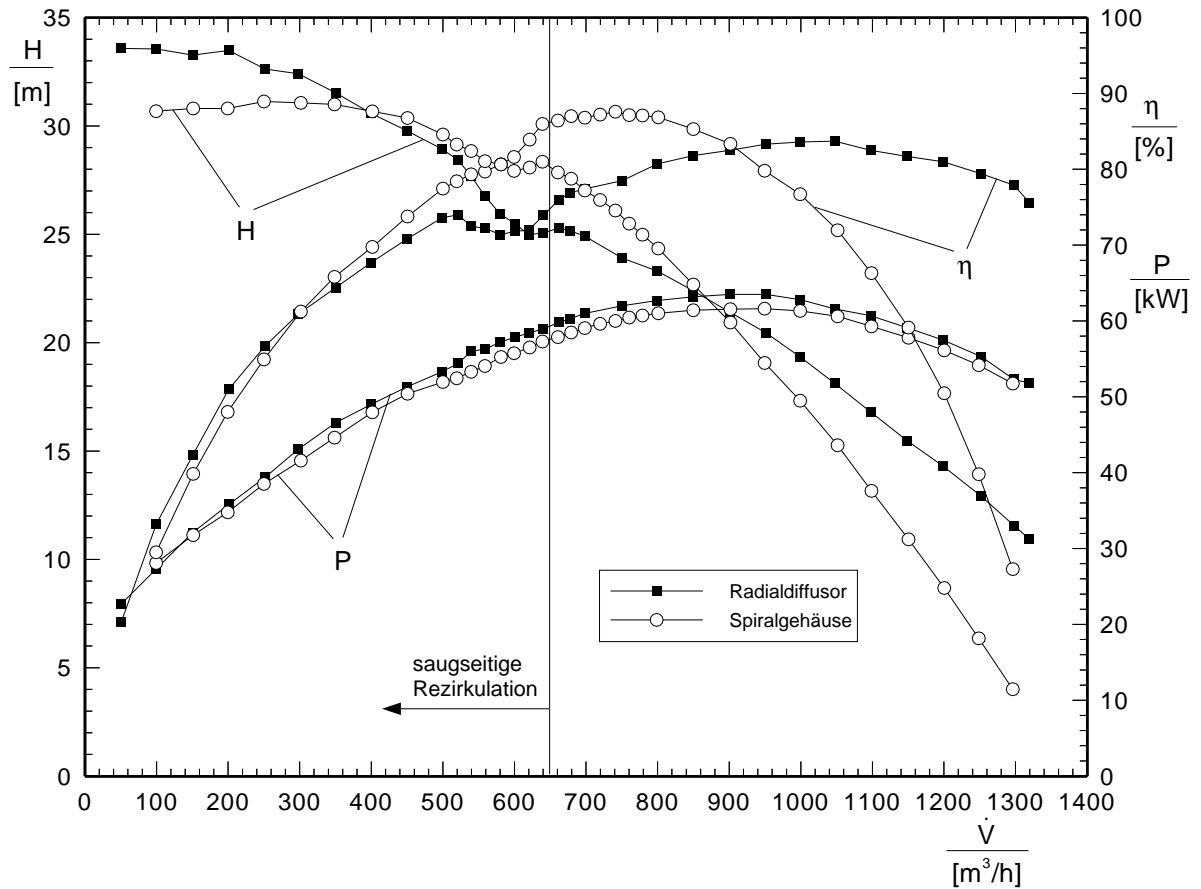


Bild 19: Drosselkurve, Wirkungsgrad- und Leistungsaufnahmekurve von Laufrad C für Betrieb im Radialdiffusor und im Spiralgehäuse

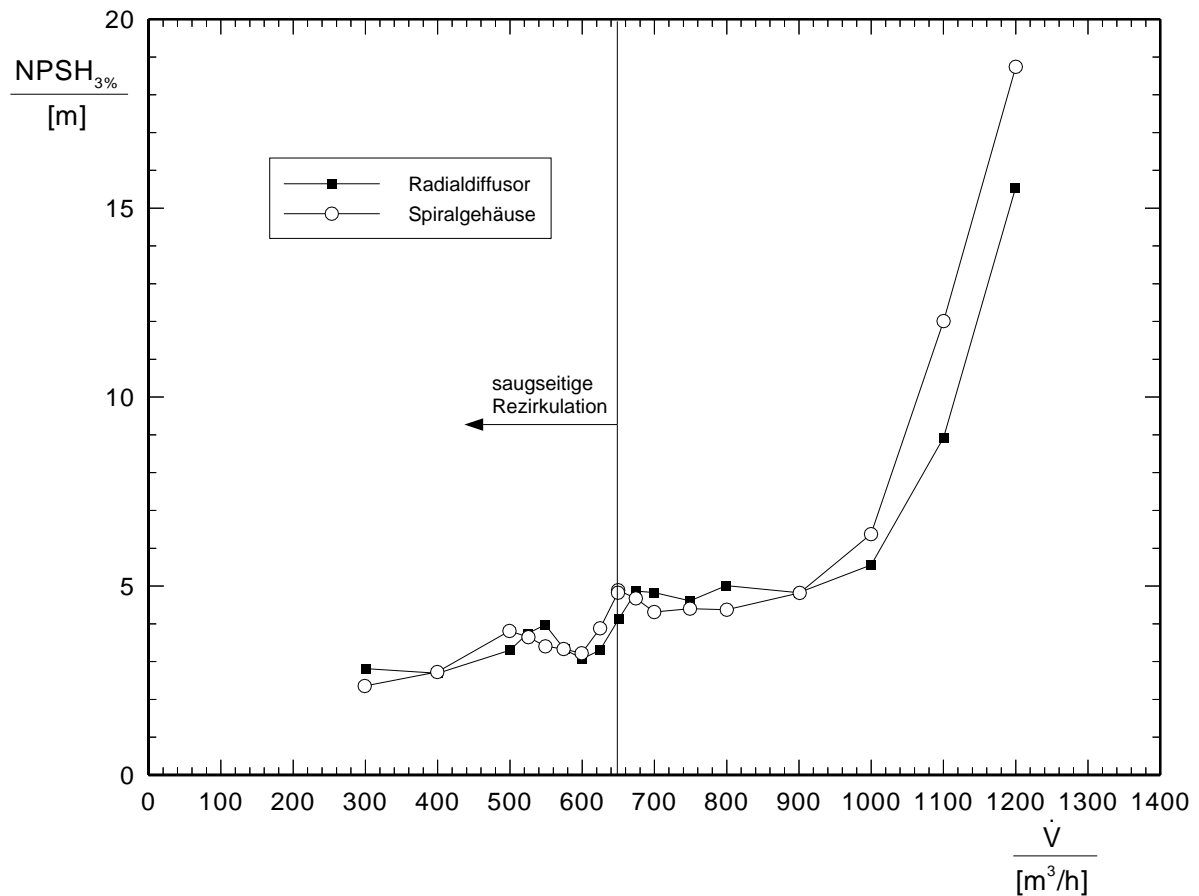


Bild 20: $NPSH_{3\%}$ -Verlauf von Laufrad C für Betrieb im Radialdiffusor und im Spiralgehäuse

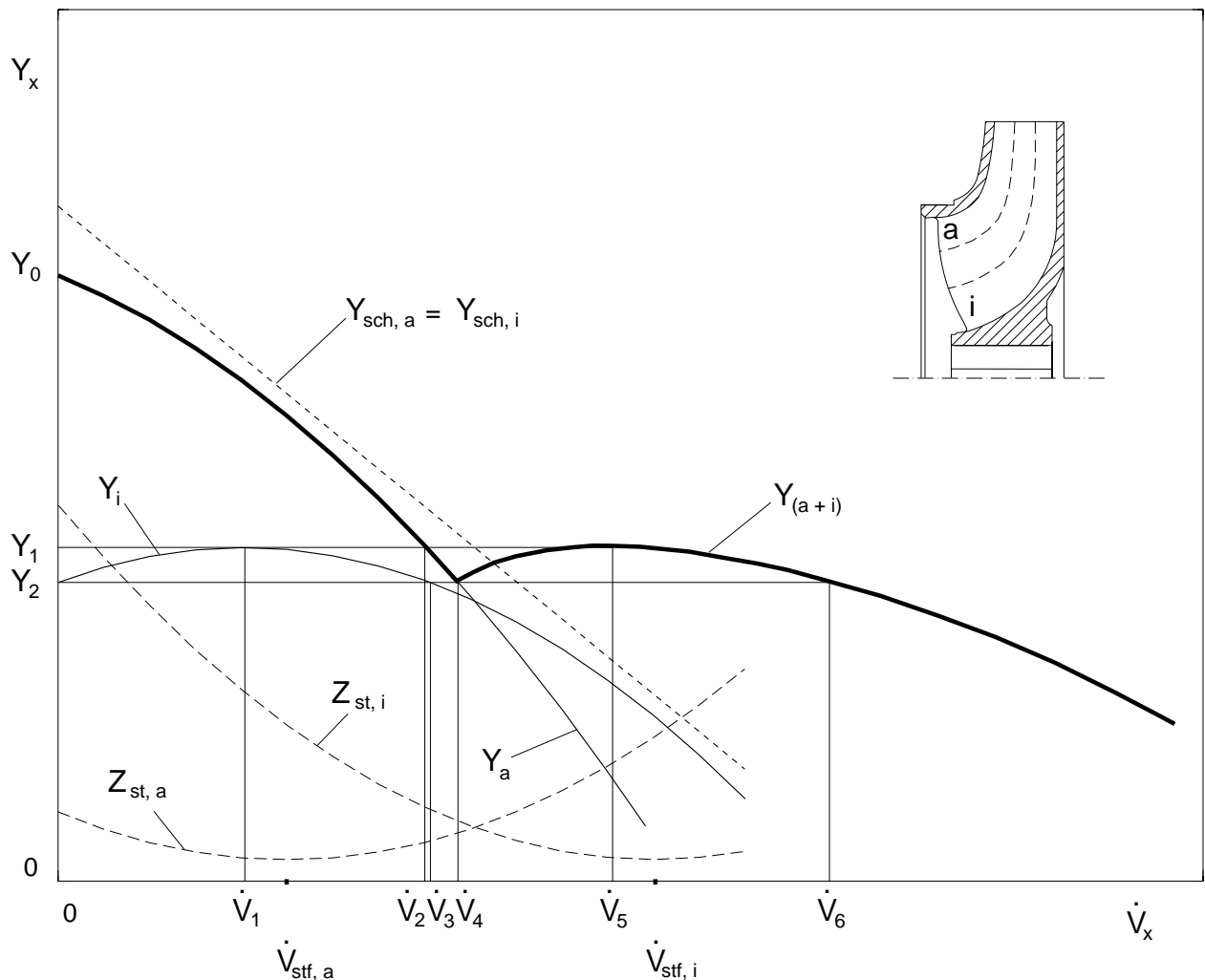


Bild 21: Einfluß der Stoßverluste am Laufradeintritt auf die Form der Drosselkurve (schematisch)

Drosselkurve" $Y_{(a+i)}$ entspricht in diesem Bereich der "Drosselkurve" Y_a . Bei der Stutzenarbeit Y_1 fördern die beiden Teillaufräder entweder den Volumenstrom $\dot{V}_2 = \dot{V}_2 + 0$ oder aber den Volumenstrom $\dot{V}_5 = \dot{V}_1 + \dot{V}_2$. Bei der Stutzenarbeit Y_2 kann der Gesamtvolumenstrom ebenfalls zwei Beträge annehmen: Der eine beträgt $\dot{V}_4 = \dot{V}_4 + 0$, der andere ergibt sich zu $\dot{V}_6 = \dot{V}_4 + \dot{V}_3$. Zwischen den Stutzenarbeiten Y_1 und Y_2 kann der Gesamtvolumenstrom bei jeder Stutzenarbeit zwei verschiedene Werte annehmen, so daß sich hier — wie in abgeschwächter Form bei Laufrad C — ein instabiler Bereich der "Gesamt-Drosselkurve" ergibt. Unterhalb der Stutzenarbeit Y_2 ist die "Gesamt-Drosselkurve" dann wieder stabil.

In der Realität ist der geschilderte Sachverhalt erheblich komplizierter. Die resultierende Drosselkurve wird von unendlich vielen unendlich schmalen Teillaufrädern gebildet, die Reibungsverluste sind häufig für die einzelnen Teillaufräder unter-

schiedlich, und im Teillastgebiet haben die Rezirkulationen am Laufradein- und Laufradaustritt zum Teil einen erheblichen Einfluß auf die Form der Drosselkurve. Dennoch liefert die oben durchgeführte Betrachtung eine mögliche Erklärung für die Entstehung der Unstetigkeit in der Drosselkurve von Laufrad C: Aufgrund der unterschiedlich großen Stoßverluste im Innen- und Außenbereich des Laufradeintritts fällt die Förderhöhe unterhalb von $\dot{V} = 660 \text{ m}^3/\text{h}$ mit kleiner werdendem Volumenstrom zunächst ab. Die bei $\dot{V} = 650 \text{ m}^3/\text{h}$ einsetzende Rezirkulation am Laufradeintritt ist zunächst noch zu schwach ausgebildet, um durch Verbesserung der Zuströmbedingungen an der Nabe eine Stabilisierung der Drosselkurve zu verursachen. Erst unterhalb von $\dot{V} = 620 \text{ m}^3/\text{h}$ führt die Verlagerung der Hauptströmung zur Nabe (s. Kapitel 7.3) durch die Vergrößerung des Radienverhältnisses zu einem steilen Förderhöhenanstieg und damit zur Stabilisierung der Drosselkurve.

In Bild 21 kann man noch eine weitere Übereinstimmung mit den tatsächlichen Verhältnissen bei Laufrad C erkennen, und zwar betrifft dies die Teilvolumenströme der beiden Laufräder: Wie Bild 21 zeigt, fördert das innere (tragscheibenseitige) Teillaufrad bei kleinen Stutzenarbeiten, d. h. bei großen Gesamtvolumenströmen mehr Flüssigkeit als das äußere (deckscheibenseitige) Teillaufrad. In Richtung der kleineren Volumenströme nähern sich die Teilvolumenströme aneinander an, und unterhalb des Schnittpunktes der beiden "Drosselkurven" Y_a und Y_i ist der vom deckscheibenseitigen Teillaufrad geförderte Volumenstrom größer als der des tragscheibenseitigen Teillaufrads. Ähnliche Strömungsverhältnisse zeigen sich — wie in Kapitel 7.5 noch erläutert werden wird — auch bei Laufrad C. Diese Tatsache macht deutlich, daß die oben durchgeführte Betrachtung trotz aller Vereinfachungen die tatsächlich vorliegenden Verhältnisse prinzipiell richtig wiedergibt.

Die Wirkungsgradkurve von Laufrad C im Radialdiffusor besitzt im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=520 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=660 \text{ m}^3/\text{h}$ ebenfalls einen deutlichen Einbruch, welcher durch die Unstetigkeit in der Drosselkurve und den gleichzeitig stetigen Verlauf der Leistungsaufnahmekurve verursacht wird. Ihren maximalen Wirkungsgrad erreicht die Kombination von Laufrad C mit dem Radialdiffusor bei etwa $\dot{V}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$. Bei Betrieb von Laufrad C im Spiralgehäuse befindet sich das Wirkungsgradmaximum bei rund $\dot{V}=740 \text{ m}^3/\text{h}$, und auch hier zeigt die Wirkungsgradkurve in dem auffälligen Volumenstrombereich eine Unstetigkeit.

Die Leistungsaufnahme von Laufrad C mit dem Radialdiffusor ist im Volumenstrombereich oberhalb von etwa $\dot{V}=200 \text{ m}^3/\text{h}$ durchgehend um 1 bis 2 kW größer als die Leistungsaufnahme von Laufrad C mit dem Spiralgehäuse. In Richtung der kleineren Volumenströme wird die Leistungsaufnahme von Laufrad C mit dem Radialdiffusor geringfügig kleiner als mit dem Spiralgehäuse. Ansonsten zeigen die Leistungsaufnahmekurven keine Auffälligkeiten. Die Abweichung in der Leistungsaufnahme ist im wesentlichen auf die verschiedenen Abströmbedingungen, auf die unterschiedliche Radseitenreibung sowie auf die unterschiedliche Lagerung und Abdichtung der jeweiligen Pumpenwelle zurückzuführen.

In Bild 20 sind die $NPSH_{3\%}$ -Verläufe von Laufrad C mit dem Radialdiffusor als Leitvorrichtung sowie von Laufrad C im Spiralgehäuse aufgetragen. Auffällig ist der Verlauf der $NPSH_{3\%}$ -Kurve von Laufrad C im Radialdiffusor insbesondere im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=900 \text{ m}^3/\text{h}$. Die $NPSH_{3\%}$ -Kurve besitzt ein auffälliges Plateau zwischen $\dot{V}=900 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=675 \text{ m}^3/\text{h}$ sowie eine schwach ausgeprägte $NPSH_{3\%}$ -Spitze bei $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$. Dazwischen befindet sich ein Gebiet niedrigerer $NPSH_{3\%}$ -Werte mit einem lokalen Minimum bei $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$. Der $NPSH_{3\%}$ -Verlauf von Laufrad C im Spiralgehäuse ist dem von Laufrad C im Radialdiffusor grundsätzlich ähnlich. Hier fallen die $NPSH_{3\%}$ -Werte unterhalb von $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ schlagartig ab und erreichen ebenso wie bei Laufrad C im Radialdiffusor bei $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ ein örtliches Minimum. In Richtung der kleineren Volumenströme steigt der Kurvenverlauf von Laufrad C im Spiralgehäuse dann bis zu einer schwach ausgeprägten $NPSH_{3\%}$ -Spitze bei $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ wieder an. Da die Kurvenverläufe mit beiden Leitvorrichtungen grundsätzlich ähnlich sind, kann man — wie schon bei der Betrachtung der Drosselkurven-Unstetigkeiten — davon ausgehen, daß die Besonderheiten in den Kurvenverläufen durch das Laufrad verursacht werden.

In den Bildern A7 bis A9 sind $NPSH$ -Kennlinien von Laufrad C bei Betrieb im Radialdiffusor dargestellt. Um den Bereich des Förderhöhen-Steilabfalls besser zeigen zu können, befindet sich in den Bildern A7 und A8 jeweils ein weiteres Diagramm, das den entsprechenden Ausschnitt der $NPSH$ -Kennlinien in verbesserter Auflösung zeigt. Die Aufteilung der $NPSH$ -Kennlinien auf drei Diagramme erfolgt aus Gründen der Übersichtlichkeit und orientiert sich im wesentlichen an den drei charakteristischen Bereichen der Drosselkurve.

In Bild A7 sind die $NPSH$ -Kennlinien für den Volumenstrombereich von $\dot{V}=300 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=450 \text{ m}^3/\text{h}$ aufgetragen. Diese Kurven zeigen keine wesentlichen Besonderheiten; erwähnenswert ist lediglich, daß der Förderhöhen-Steilabfall bei der $NPSH$ -Kennlinie für den Volumenstrom $\dot{V}=300 \text{ m}^3/\text{h}$ — im Gegensatz zu den anderen Kurven dieses Diagramms — ohne einen ausgeprägten Übergangsbereich mit stetig größer werdendem Förderhöhenabfall einsetzt. Von den in Bild A8 wieder-

gegebenen $NPSH$ -Kennlinien für den Volumenstrombereich von $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ verdienen nur die Kurven für die Volumenströme $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ besondere Beachtung: Bei $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ verursacht ein bei etwa $NPSH_{vorh}=6.5 \text{ m}$ einsetzender "schleichender" Förderhöhenabfall den überhöhten $NPSH_{3\%}$ -Wert. Bei der $NPSH$ -Kennlinie für $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ ist zwar auch ein "schleichender" Förderhöhenabfall zu erkennen, dieser ist aber zunächst sehr moderat, so daß sich für diesen Volumenstrom im $NPSH_{3\%}$ -Verlauf ein lokales Minimum ergibt. Die $NPSH$ -Kennlinien des Volumenstrombereichs von $\dot{V}=700 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=1200 \text{ m}^3/\text{h}$, die in Bild A9 gezeigt sind, weisen keine Besonderheiten auf.

Wodurch der erwähnte "schleichende" Förderhöhenabfall bei Laufrad C verursacht wird, ist unklar. Ob die von Dreiß in [26] beschriebenen unterschiedlichen Kavitationsarten mit anliegenden oder abgelösten Blasengebieten (s. Kapitel 2.3) möglicherweise den Verlauf der $NPSH$ -Kennlinien beeinflussen, konnte mit der verwendeten Meßtechnik nicht sicher festgestellt werden. Die hier durchgeführten Kavitationsbeobachtungen (s. auch Kapitel 7.4) haben für die Blasengebiete im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ folgende Unterschiede aufgezeigt: Bei dem Volumenstrom $\dot{V}_{sR}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ bilden sich bereits mit beginnender Kavitation Dampfblasengebiete aus, die sich jeweils über die gesamte Breite der Schaufeleintrittskanten erstrecken. Bei Kavitation sind Rezirkulationserscheinungen bei diesem Volumenstrom im wesentlichen stromabwärts der Schaufeleintrittskanten zu erkennen. Bei den kleineren untersuchten Volumenströmen kavitieren bei Absenkung der $NPSH_{vorh}$ zuerst Wirbel in der Grenzschicht zwischen rückströmender und zuströmender Flüssigkeit vor dem Laufrad. Erst bei weiterer Verkleinerung der Netto-Energiehöhe entstehen Kavitationsblasen auf den Laufschaufeln. Da sich gleichzeitig in der Nähe der Deckscheibe von den Laufschaufeln in die Saugleitung hineinragende kavitierende Wirbelzöpfe formieren, bleibt der äußere Bereich der Schaufeleintrittskanten wegen dieser Wirbelzöpfe zunächst blasenfrei.

Da die Größe und Intensität des saugseitigen Teillastwirbels mit kleiner werdender Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ abnimmt (s. Kapitel 2.3) und

der saugseitige Teillastwirbel bei $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ ohnehin erst verhältnismäßig schwach ausgebildet ist, können sich trotz des Betriebes unterhalb von \dot{V}_{sR} bei diesem Volumenstrom bei der Netto-Energiehöhe $NPSH_{3\%}$ Kavitationsblasengebiete ausbilden, die sich — wie bei $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ — jeweils über die gesamte Schaufeleintrittskante erstrecken und dadurch möglicherweise einen zusätzlichen Auftrieb verursachen. Dagegen ist der saugseitige Teillastwirbel bei $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$, dem Volumenstrom mit der schwach ausgeprägten $NPSH_{3\%}$ -Spitze, bereits so stark ausgebildet, daß hier auch bei $NPSH_{3\%}$ noch ein Teil der Schaufeleintrittskanten wegen der kavitierenden Wirbelzöpfe blasenfrei bleibt. Möglicherweise kann sich dadurch ein durch die Dampfblasen erzeugter Auftrieb nicht vollständig entwickeln, so daß die Förderhöhe bei diesem Volumenstrom steiler absinkt als bei $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$.

Daß die $NPSH$ -Kennlinien der kleineren Volumenströme — wie oben beschrieben — den "schleichenden" Förderhöhenabfall nicht zeigen, obwohl die Wirbelzöpfe auch hier vorhanden sind und sich in ihrer Intensität sogar noch verstärken, kann mit den durch den saugseitigen Teillastwirbel verursachten verbesserten Zuströmbedingungen (s. Kapitel 2.3) sowie durch das mit abnehmendem Volumenstrom kleiner werdende Geschwindigkeitsniveau erklärt werden.

Die geschilderten Beobachtungen machen deutlich, daß das Phänomen des mit sinkender Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ schwächer werdenden saugseitigen Teillastwirbels die Betrachtung der Vorgänge am Laufradeintritt "entlang" einer $NPSH$ -Kennlinie bzw. ganz allgemein bei Kavitation außerordentlich verkompliziert: Ist der Teillastwirbel stark ausgebildet, verbessert er die Strömungsverhältnisse im Bereich der Zuströmung zum Laufrad, dafür ist aber möglicherweise der durch Kavitationsblasen verursachte Auftrieb reduziert. Wird der Teillastwirbel kavitationsbedingt kleiner, verschlechtert sich die Anströmung des Laufrads, dafür wird aber eventuell die Auftriebswirkung der Dampfblasengebiete vergrößert.

Das Phänomen des "schleichenden" Förderhöhenabfalls hat für die $NPSH_{3\%}$ -Werte von Laufrad C nur eine untergeordnete Bedeutung. Maßgeblich

beeinflusst wird der $NPSH_{3\%}$ -Verlauf vermutlich — wie auch die Unstetigkeit in der Drosselkurve — durch die ungewöhnliche Verteilung der Schaufelwinkel β_{1i} und β_{1a} und die damit verbundenen Strömungsverhältnisse am Laufradeintritt: Das Plateau zwischen $\dot{V}=900\text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=675\text{ m}^3/\text{h}$ ist auf die hohen Stoßverluste in den nabennahen Bereichen der Laufschaufeln aufgrund des übermäßig großen Winkels β_{1i} zurückzuführen. Mit Einsetzen der Rezirkulation am Laufradeintritt verbessern sich die Strömungsverhältnisse in diesem Bereich, und die $NPSH_{3\%}$ -Werte werden im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=675\text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=600\text{ m}^3/\text{h}$ mit abnehmendem Volumenstrom kleiner. Nach der Verlagerung der Hauptströmung an die Nabe bei etwa⁴⁰ $\dot{V}=625\text{ m}^3/\text{h}$ verschlechtern sich die Strömungsverhältnisse am Laufradeintritt bei weiterer Drosselung des Volumenstroms zunächst wieder; dies äußert sich in den ansteigenden $NPSH_{3\%}$ -Werten zwischen $\dot{V}=600\text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=550\text{ m}^3/\text{h}$. Das erneute Absinken der $NPSH_{3\%}$ -Werte unterhalb von $\dot{V}=550\text{ m}^3/\text{h}$ ist vermutlich — wie oben bereits angedeutet — auf die erhebliche Veränderung der Strömungsverhältnisse am Laufradeintritt aufgrund der sehr stark entwickelten Rezirkulation sowie auf das niedrige Geschwindigkeitsniveau zurückzuführen.

Die Besonderheiten der $NPSH_{3\%}$ -Kurve von Laufrad C werden demnach durch andere Mechanismen verursacht als bei Laufrad B, bei dem offensichtlich verschiedene Strömungsstrukturen im Laufrad zu einem unterschiedlichen Kavitationsverhalten führen (s. Kapitel 2.5).

7.3 Bestimmung des Einsetzens der saugseitigen Rezirkulation

Mit Hilfe eines Differenzdruckaufnehmers wurde

während der Messung einer Drosselkurve⁴¹ die Druckdifferenz $p_Z - p_S$ zwischen der unmittelbar vor dem Laufradeintritt angeordneten Meßbohrung (s. Bild A2 bzw. Kapitel 5.3) und der Meßebe „S“ gemessen. Das Ergebnis ist in Bild 22 wiedergegeben. Bei Verringerung des Volumenstroms nimmt der Betrag der Druckdifferenz wegen der Verkleinerung der Strömungsverluste zwischen den beiden Meßstellen bis zu einem Volumenstrom von rund $\dot{V}=650\text{ m}^3/\text{h}$ gleichmäßig ab. Im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=650\text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=560\text{ m}^3/\text{h}$ ist eine Unstetigkeit zu erkennen. Unterhalb von $\dot{V}=560\text{ m}^3/\text{h}$ steigt die Kurve steil an, und die Druckdifferenz wird — bedingt durch die ausgeprägte Rotation des Fluids vor dem Laufrad — schließlich sogar positiv.

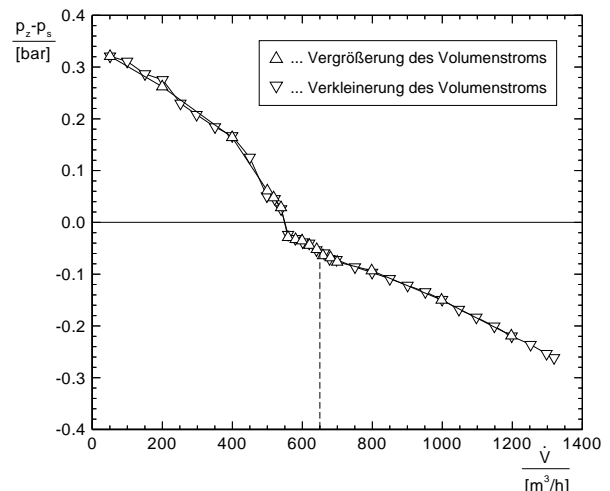


Bild 22: Druckdifferenz $p_Z - p_S$ in Abhängigkeit vom Volumenstrom

Da $p_Z - p_S$ erst positiv wird, wenn die Druckerhöhung durch die Vorrotation größer ist als die Strömungsverluste zwischen der Meßebe „S“ und dem Laufradeintritt, kann man aus dem Kurvenverlauf dieser Größe den Volumenstrom \dot{V}_{sR} nicht präzise detektieren. Deshalb wurde die Druckdifferenz $p_Z - p_S$ auf den Staudruck in der Meßebe „S“ bezogen und in Bild 23 aufgetragen. Dieser Quotient, welcher der Widerstandszahl ζ

⁴⁰ Da der saugseitige Teillastwirbel bei niedrigen $NPSH_{vorh}$ -Werten an Intensität verliert, ist es denkbar, daß die Verlagerung der Hauptströmung bei Kavitation erst bei einem kleineren Volumenstrom erfolgt bzw. erst bei einem kleineren Volumenstrom auch bei niedriger Netto-Energiehöhe dauerhaft bestehen bleibt. Eine experimentelle Überprüfung dieses Sachverhalts war nicht möglich, weil die verwendeten Fadensonden (s. Kapitel 5.3) bei niedrigen $NPSH_{vorh}$ -Werten selber Kavitation verursachten.

⁴¹ Um festzustellen, ob es einen Unterschied zwischen dem Volumenstrom der beginnenden Rezirkulation und dem Volumenstrom der verschwindenden Rezirkulation gibt, wurde der Volumenstrom bei der Messung der Drosselkurve zunächst von \dot{V}_{max} bis auf $\dot{V}=50\text{ m}^3/\text{h}$ verkleinert und anschließend wieder bis auf nahezu \dot{V}_{max} vergrößert. In den Bildern 22 und 23 ist die Richtung der Volumenstromänderung durch die verwendeten Symbole gekennzeichnet.

der Rohrleitung zwischen den beiden Meßstellen entspricht, muß bei Strömung ohne Vortrotation näherungsweise konstant sein. Wie in dem Bild deutlich zu erkennen ist, wird diese Bedingung bei Volumenströmen oberhalb von etwa $\dot{V}=660 \text{ m}^3/\text{h}$ sehr gut erfüllt. Im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=660 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=560 \text{ m}^3/\text{h}$ steigt die ζ -Kurve dann zunächst leicht, unterhalb von $\dot{V}=560 \text{ m}^3/\text{h}$ schließlich sehr steil⁴² an. Aus dem Verlauf der Kurve kann man schließen, daß die saugseitige Rezirkulation bei Laufrad C bei einem Volumenstrom von etwa $\dot{V}=660 \text{ m}^3/\text{h}$ einsetzt.

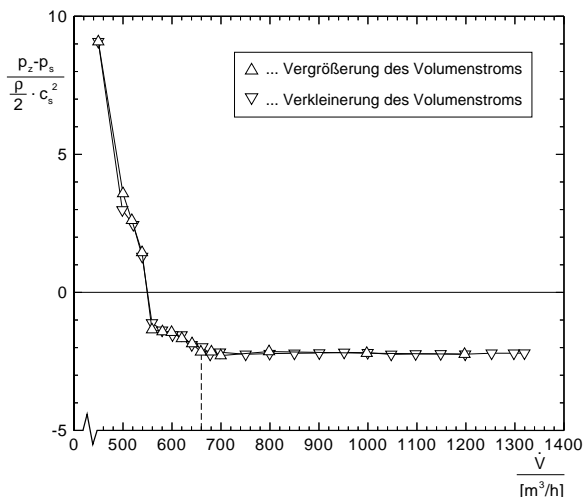


Bild 23: Auf den Staudruck in der Meßebe-
ne "S" bezogene Druckdiff. $p_Z - p_S$ in
Abh. vom Volumenstrom (Ausschnitt)

Die beschriebene Beobachtung der Relativströmung durch die an einer Schaufel des Laufrads angebrachten Fadensonden (s. Kapitel 5.3) liefert ein ähnliches Ergebnis: Beim Optimalvolumenstrom liegen alle Fäden ruhig auf der Schaufeloberfläche. Bei $\dot{V}=800 \text{ m}^3/\text{h}$ werden die Fäden im naben-seitigen Bereich der Schaufeleintrittskante unruhig, woraus man auf eine beginnende Ablösung in diesem Bereich der Schaufel schließen kann. Ursache hierfür dürfte der ungewöhnlich große Winkel β_{1i} sein, der sich aus dem Schaufelplan zu etwa 66° ergibt. Bei weiterer Verkleinerung des Volumenstroms verstärkt sich diese Erscheinung, und der Bereich der unruhigen Fäden dehnt sich bis etwa zur Mitte der Schaufeleintrittskante aus. Bei $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ zeigen die in der Nähe der

Deckscheibe angeordneten Fäden im Bereich der beginnenden Schaufelüberdeckung plötzlich vereinzelt aus dem Laufrad heraus — die saugseitige Rezirkulation hat eingesetzt. Bei $\dot{V}=660 \text{ m}^3/\text{h}$ ist diese Erscheinung noch nicht zu beobachten.

Wird der Volumenstrom weiter reduziert, dann bewegt sich das Rezirkulationsgebiet in Richtung der Schaufeleintrittskante, und es ist dauerhaft eine Rückströmung aus dem Laufrad zu erkennen. Im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=640 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=630 \text{ m}^3/\text{h}$ stellt sich ein auffälliges rhythmisches Schlagen aller Fäden ein. Bei $\dot{V}=625 \text{ m}^3/\text{h}$ verlagert sich die Hauptströmung auf einmal deutlich nach innen an die Nabe. Bedingt durch das dadurch vergrößerte Radienverhältnis (s. auch Kapitel 2.4) steigt die Förderhöhe — wie ein Blick auf Bild 19 zeigt — unterhalb dieses Volumenstroms steil an. Bei weiterer Verkleinerung des Volumenstroms dehnt sich das Rezirkulationsgebiet weiter in Richtung Schaufeleintrittskante und zur Nabe hin aus.

Daß die beiden zur Bestimmung des Volumenstroms \dot{V}_{sR} eingesetzten Verfahren zwei um $\Delta \dot{V}=10 \text{ m}^3/\text{h}$ auseinanderliegende Ergebnisse liefern, ist vor allem auf die begrenzte Genauigkeit beider Verfahren zurückzuführen. Möglicherweise wird diese Abweichung aber auch durch eine tatsächlich vorhandene Streuung des Volumenstroms \dot{V}_{sR} verursacht.

Wie Bild 19 zeigt, ist der Einbruch in der Drossel- und in der Wirkungsgradkurve von Laufrad C erst unterhalb von $\dot{V}=660 \text{ m}^3/\text{h}$ zu beobachten. Deshalb wird im folgenden der Volumenstrom $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ als Volumenstrom \dot{V}_{sR} definiert.

Auch bei der Messung der $NPSH$ -Kennlinien wurde die Druckdifferenz $p_Z - p_S$ mit aufgenommen. Eine Auswahl gemessener Kurvenverläufe ist in Bild 24 wiedergegeben. Man erkennt, daß die Druckdifferenz $p_Z - p_S$ bei großen Volumenströmen bis hin zu $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$, dem Volumenstrom des Einsetzens der saugseitigen Rezirkulation, von der Netto-Energiehöhe $NPSH_{v or h}$ nahezu nicht beeinflusst wird. Bei Volumenströmen unterhalb von $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ nimmt $p_Z - p_S$ bei kleineren $NPSH_{v or h}$ -Werten als etwa 6 m mit sinkender

⁴² Wie das Einperlen von Druckluft durch die vor dem Laufrad angeordnete Bohrung gezeigt hat, wird der Steilanstieg dadurch verursacht, daß sich das Gebiet der Vortrotation bei $\dot{V}=560 \text{ m}^3/\text{h}$ vom Laufrad bis zur Druckmeßbohrung ausgedehnt hat.

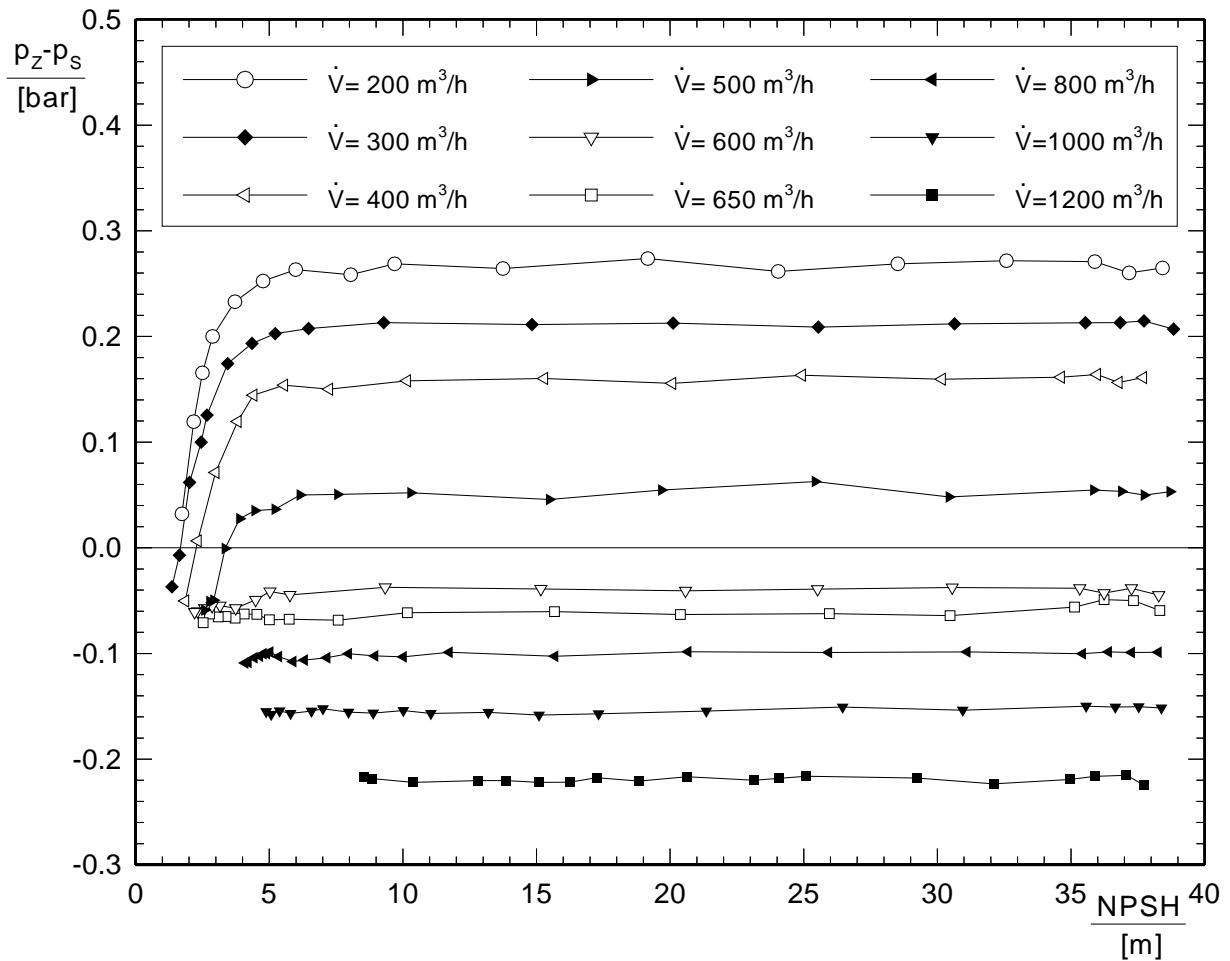


Bild 24: Druckdifferenz $p_Z - p_S$ in Abhängigkeit von der Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$

Netto-Energiehöhe ab, wobei sich diese Erscheinung in Richtung der kleineren Volumenströme immer stärker ausprägt. Da $p_Z - p_S$ nur durch Verringerung des Druckes p_Z kleiner werden kann⁴³, wird hier der von *Tillner* und *Lehmann* [30, 32] beschriebene Einfluß von Kavitation auf das vom saugseitigen Teillastwirbel vor dem Laufrad erzeugte Druckfeld deutlich sichtbar (s. auch Kapitel 2.3). Zwar ist auch eine Verkleinerung von p_Z durch die bei sehr niedrigen Netto-Energiehöhen verstärkt auftretenden Gasausscheidungen denkbar⁴⁴, dieser Einfluß ist hier aber — wie beispielsweise die sich bis etwa $NPSH_{vorh} = 2.5$ m erstreckende Kurve für den Volumenstrom $\dot{V} = 650$ m³/h zeigt — zu vernachlässigen. Durch die Änderung der Druckverhältnisse unmittelbar vor dem Laufrad werden

auch der Spaltvolumenstrom ($\dot{V}_{sp} \sim \sqrt{\Delta p_{sp}}$) sowie die mit diesem verbundenen Primär- und Sekundäreinflüsse (s. *Lünzmann* [34] und *Petermann* [35]) verändert, wodurch sich das Wechselspiel von niedrigen $NPSH_{vorh}$ -Werten bzw. Kavitation und den Pumpenkennlinien weiter verkompliziert.

7.4 Kavitationsbeobachtungen

Im folgenden werden die Ergebnisse der Kavitationsbeobachtungen bei den jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Werten beschrieben: Beim Optimalvolumenstrom $\dot{V}_{opt} = 1000$ m³/h sind verhältnismäßig kurze Blasenstreifen⁴⁵ zu erkennen, welche — beginnend an der Laufradnabe — jeweils ungefähr zwei Drittel der Schaufeleintrittskante bedecken. Das äußere Drittel der Eintrittskante ist blasenfrei. Dieses für

⁴³ Eine Absenkung von p_S verkleinert zwangsläufig auch p_Z um den gleichen Betrag, so daß die Druckdifferenz $p_Z - p_S$ in diesem Fall konstant bleibt.

⁴⁴ Durch die Gasausscheidungen vergrößert sich bei konstantem Massestrom der Volumenstrom in der Saugleitung, so daß dort die Strömungsgeschwindigkeit zu- und der Druck p_Z abnimmt.

⁴⁵ Die Bestimmung der maximalen Blasenlängen, wie sie im ersten Teil des Forschungsvorhabens bei den Laufrädern A und B durchgeführt worden ist, war bei Laufrad C nicht möglich, weil die große Nabenkappe die Beobachtung eines Teils der Schaufel unmöglich macht.

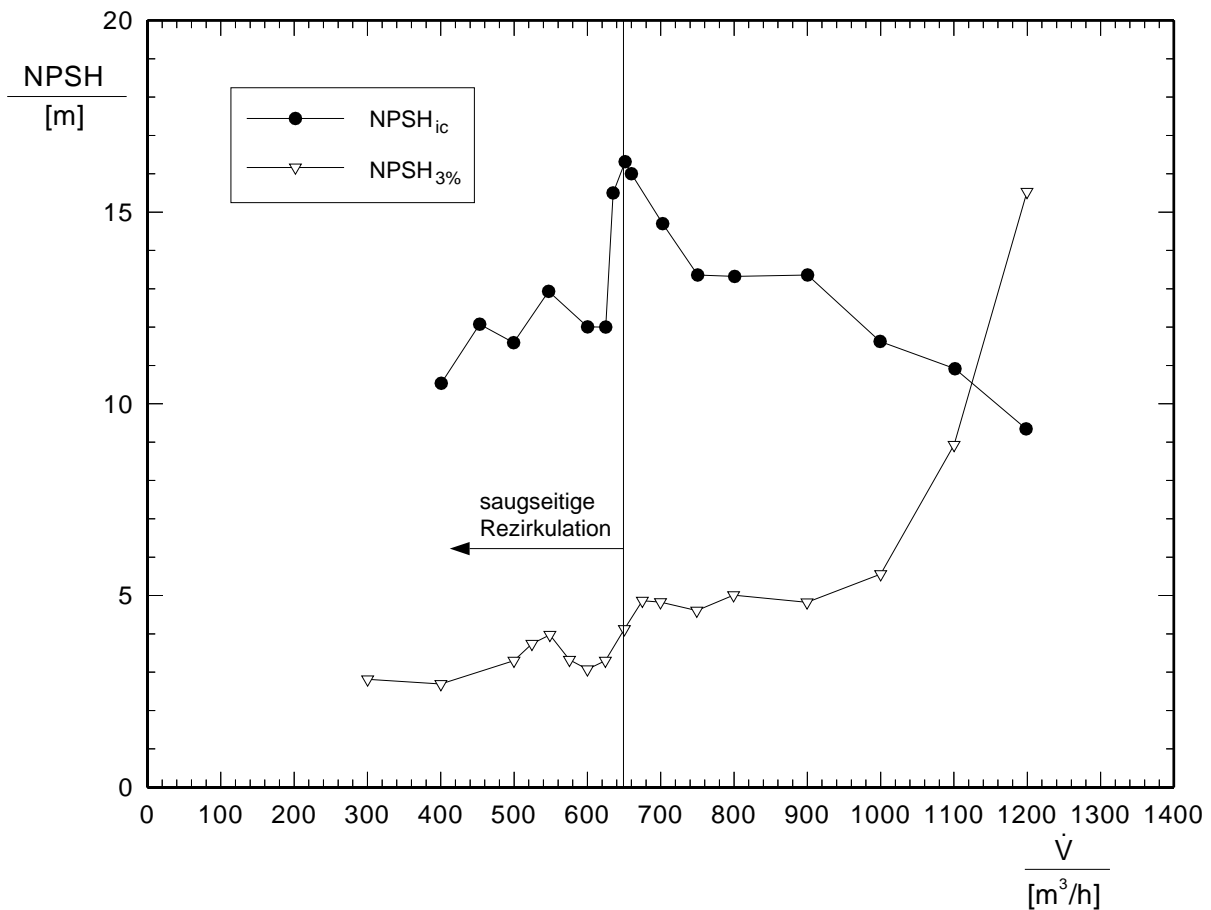


Bild 25: $NPSH_{ic}$ -Kurve und $NPSH_{3\%}$ -Kurve von Laufrad C

Pumpen ungewöhnliche Kavitationsbild⁴⁶ ist auf den großen Winkel β_{1i} zurückzuführen, durch den der nabennahe Bereich des Laufradeintritts offensichtlich stark verlustbehaftet angeströmt wird. Bei $\dot{V}=800 \text{ m}^3/\text{h}$ bedecken die gegenüber \dot{V}_{opt} etwas länger gewordenen Blasenschleppen jeweils die gesamte Schaufeleintrittskante. Das Kavitationsbild ändert sich bei Verringerung des Volumenstroms bis auf $\dot{V}=675 \text{ m}^3/\text{h}$ nur unwesentlich, lediglich die Erstreckung der Kavitationsblasengebiete nimmt zu. Bei $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ sind stromabwärts der Schaufeleintrittskanten in den Übergangsbereichen von den Laufschaufeln zur Deckscheibe deutlich Rezirkulationserscheinungen zu erkennen; die Blasenschleppen beginnen zu pulsieren. Bei Drosselung des Volumenstroms auf $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ verstärkt sich diese Erscheinung noch. Ein völlig verändertes Kavitationsbild ist — wie bei der Diskussion der Verläufe der $NPSH$ -Kennlinien im Abschnitt 7.2 bereits erwähnt wurde — beim

Volumenstrom $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ zu beobachten: Umlaufende Wirbelzöpfe reichen in die Saugleitung hinein, und im äußeren Bereich der Laufschaufeln sind keine Kavitationsblasen mehr vorhanden. Bei weiterer Verkleinerung des Volumenstroms bis auf $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ nimmt die räumliche Erstreckung der Wirbelzöpfe noch erheblich zu.

Im Rahmen der Kavitationsbeobachtungen wurde nicht nur das optische Erscheinungsbild der Blasenschleppen bei den $NPSH_{3\%}$ -Werten analysiert, sondern es wurde auch die Abhängigkeit der $NPSH_{ic}$ vom Volumenstrom ermittelt. Die entsprechende Kurve ist, zusammen mit der $NPSH_{3\%}$ -Kurve, in Bild 25 dargestellt. Man erkennt, daß die $NPSH_{ic}$ -Werte bei Verkleinerung des Volumenstroms von $\dot{V}=1200 \text{ m}^3/\text{h}$ auf $\dot{V}=900 \text{ m}^3/\text{h}$ kontinuierlich ansteigen. Im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=900 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=750 \text{ m}^3/\text{h}$ besitzt die $NPSH_{ic}$ -Kurve, wie auch der $NPSH_{3\%}$ -Verlauf, ein Plateau. Unterhalb von $\dot{V}=750 \text{ m}^3/\text{h}$ steigen die $NPSH_{ic}$ erneut steil an und erreichen bei $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$, dem Volumenstrom des Beginns der saugseitigen Rezirkulation, ein Maximum. Diese

⁴⁶ Bei Volumenströmen ohne Rezirkulation am Laufradeintritt entstehen die Kavitationsblasen im allgemeinen im Außenbereich der Schaufeleintrittskanten, weil dort die Umfangsgeschwindigkeit maximal ist (s. auch Kapitel 2.3).

Beobachtung steht in Einklang mit Angaben in der Literatur [20, 21, 23] (s. auch Kapitel 2.3). Wird der Volumenstrom weiter verkleinert, so fallen die $NPSH_{ic}$ zunächst sehr steil ab. Unterhalb von $\dot{V}=620 \text{ m}^3/\text{h}$ zeigt die $NPSH_{ic}$ -Kurve zwar weiter eine abfallende Tendenz, der Verlauf wird aber sehr unstetig. Da wegen des in diesem Volumenstrombereich vorhandenen saugseitigen Teillastwirbels und der damit verbundenen Beeinflussung der Strömung am Laufradeintritt die Detektion der beginnenden Blasenbildung verhältnismäßig schwierig ist, wird von einer weitergehenden Interpretation dieses Bereichs der Kurve abgesehen.

Die Tatsache, daß sich die $NPSH_{ic}$ - und die $NPSH_{3\%}$ -Kurve kreuzen, kann wie folgt erklärt werden: Im Überlastgebiet bilden sich die ersten Kavitationsblasen aufgrund der Fehlanströmung der Laufschaufeln auf den (nicht einsehbaren) Schaufeldruckseiten. Die in Bild 25 eingetragenen $NPSH_{ic}$ -Werte wurden aber durch die Beobachtung der Schaufelzugseiten ermittelt und sind im Überlastgebiet nicht aussagekräftig.

7.5 Stationäre Sondenmessungen

In den Bildern A10 bis A18 sind Ergebnisse der Messungen mit der Fünfloch-Kugelsonde wiedergegeben. Dabei kennzeichnet die Abszissenachse die Position der Sondenkopfmittle⁴⁷ im Radialdiffusor, auf der Ordinatenachse sind der Strömungswinkel α , die Absolutgeschwindigkeit c , ihre Umfangs- und Meridiankomponenten c_u und c_m sowie die Querströmungskomponente c_q ⁴⁸ aufgetragen.

Die Strömungswinkel α der Absolutgeschwindigkeit sind beim Optimalvolumenstrom $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ in der tragscheibenseitigen Diffusorhälfte annähernd konstant, in der deckscheibenseitigen Hälfte sinkt α um etwa 9 Grad ab. Bei Verringerung des Volumenstroms bis auf $\dot{V}=700 \text{ m}^3/\text{h}$ vergleichmäßigen sich die α -Profile immer mehr. Bei weiterer Drosselung bis auf etwa $\dot{V}=450 \text{ m}^3/\text{h}$ stellen sich α -Profile mit von der Deckscheibe zur Tragscheibe abfallenden Werten ein, wobei die Neigung der Kurve bei $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ besonders groß ist. Bei $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$

ist ein schwaches Maximum des Strömungswinkels α in der Nähe der Kanalmitte zu beobachten. Deutlich zu erkennen ist die durch die Verkleinerung des Volumenstroms verursachte Niveauänderung der α -Profile in Richtung kleinerer Werte.

Die Absolutgeschwindigkeit c ist im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=800 \text{ m}^3/\text{h}$ in der tragscheibenseitigen Diffusorhälfte näherungsweise konstant, während sie in der deckscheibenseitigen Hälfte ansteigt. Unterhalb von $\dot{V}=800 \text{ m}^3/\text{h}$ bis hin zu $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ steigen die c -Profile über der vermessenen Kanalbreite von der Tragscheibe zur Deckscheibe an. Bei weiterer Verkleinerung des Volumenstroms bis auf $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ bildet sich allmählich ein zur Diffusor-Mittelebene nahezu symmetrisches Absolutgeschwindigkeitsprofil mit einem Maximum in der Kanalmitte aus.

Die Profile der Umfangskomponente c_u verlaufen annähernd parallel zu den c -Profilen, wobei der Abstand der Kurven mit zunehmendem Volumenstrom größer wird.

Das Niveau der Quergeschwindigkeit c_q bewegt sich bei allen untersuchten Volumenströmen in einer Größenordnung von weniger als $\pm 1 \text{ m/s}$. Die c_q -Profile werden durch eine Veränderung des Volumenstroms nur unerheblich beeinflusst. Deshalb kann diese Geschwindigkeitskomponente bei den stationären Sondenmessungen vernachlässigt werden.

Die Verläufe der Meridiangeschwindigkeit c_m sind in Bild A19 zusammengefaßt dargestellt. Die Kurven mit den "weißen" Kreisen als Symbol wurden bei kavitationsfreiem Betrieb aufgenommen, die Kurven mit den schwarz gefüllten Kreisen bei den jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Werten. Im Optimalpunkt $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ und im Überlastgebiet befindet sich der Durchflußschwerpunkt sowohl bei kavitationsfreiem Betrieb als auch bei $NPSH_{3\%}$ in der tragscheibenseitigen Diffusorhälfte. Die Meridiangeschwindigkeitsprofile zeigen keine Abhängigkeit vom $NPSH_{vorh}$ -Wert. Bei Verkleinerung des Volumenstroms auf $\dot{V}=800 \text{ m}^3/\text{h}$ vergleichmäßigt sich das c_m -Profil, es gibt hier keinen ausgeprägten Durchflußschwerpunkt mehr. Auch bei diesem Volumenstrom sind keine bemerkenswerten Unter-

⁴⁷ Der Durchmesser des Sondenkopfes beträgt 8 mm.

⁴⁸ Eine Geschwindigkeit $c_q > 0$ kennzeichnet eine Querströmung von der deckscheibenseitigen zur tragscheibenseitigen Diffusorwand.

schiede zwischen den beiden dargestellten Geschwindigkeitsprofilen festzustellen. Das ändert sich mit weiter absinkendem Volumenstrom: Bis hin zu $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ bildet sich bei kavitationsfreiem Betrieb allmählich ein deutlicher deckscheibenseitiger Durchflußschwerpunkt aus. Kavitation bei den jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Werten verursacht im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=750 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ eine mehr oder weniger stark ausgeprägte Vergrößerung des Durchsatzes an der Deckscheibe sowie eine Verkleinerung der Geschwindigkeit c_m im Bereich der Kanalmitte. Bei $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ sind die c_m -Profile bei kavitationsfreiem Betrieb und bei $NPSH_{3\%}$ wieder nahezu identisch. Bei weiterer Verkleinerung des Volumenstroms bis auf $\dot{V}=450 \text{ m}^3/\text{h}$ schwächt sich der deckscheibenseitige Durchflußschwerpunkt bei kavitationsfreiem Betrieb wieder ab, und bei $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ erfolgt der Hauptdurchsatz in der Kanalmitte. Wird die Pumpe in diesem Volumenstrombereich bei den jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Werten betrieben, so ist die Abschwächung des deckscheibenseitigen Durchflußschwerpunktes erst bei $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ zu beobachten. Bei den Volumenströmen $\dot{V}=450 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ verstärkt sich mit absinkender Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ der Durchsatz an der Deckscheibe, im Bereich der Kanalmitte nimmt die Geschwindigkeit c_m kavitationsbedingt ab.

7.6 Instationäre Sondenmessungen

Die folgenden Diagramme der hier diskutierten Strömungsgrößen sind alle ähnlich aufgebaut: Gezeigt wird die Verteilung der jeweiligen Größe für einen Teil des Laufradumfangs (160 Neugrad entsprechend 2.8 Schaufelteilungen bei 7 Laufschaufeln) über der Laufradaustrittsbreite. Die Schaufelaustrittskanten befinden sich in den Diagrammen für Laufrad C bei etwa 0, 57 und 114 Neugrad und verlaufen näherungsweise senkrecht zur Umfangsrichtung.

Über jedem Konturbild befindet sich ein zweites Diagramm, in dem das dazugehörige umfangsgemittelte Profil der Meridiangeschwindigkeit c_{3m} aufgetragen ist. Es sei hier am Rande nochmals erwähnt, daß diese umfangsgemittelten $\overline{c_{3m}}$ -Profile qualitativ sehr gut mit den in Bild A19 dargestellten Kurvenverläufen aus den stationären Sondenmessungen übereinstimmen.

7.6.1 Meridiangeschwindigkeit c_{3m}

In den Bildern A20 bis A23 ist für den interessierenden Volumenstrombereich die Verteilung der Meridiangeschwindigkeit bei kavitationsfreiem Betrieb dargestellt: Beim Optimalvolumenstrom $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ erfolgt der Hauptdurchsatz in der tragscheibenseitigen Kanalhälfte, die größten Meridiangeschwindigkeiten werden unmittelbar an den Schaufeldruckseiten gemessen. Bei Verkleinerung des Volumenstroms bis auf $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ ist eine Verlagerung des Hauptdurchsatzes an die Deckscheibe zu beobachten. Weil sich dabei das Gebiet erhöhter Meridiangeschwindigkeit in Umfangsrichtung ausdehnt und sich schließlich jeweils über beinahe die gesamte Schaufelteilung erstreckt, entwickelt sich in diesem Volumenstrombereich ein großer Gradient der Meridiangeschwindigkeit über der Laufradaustrittsbreite. Bei $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ geht die Meridiangeschwindigkeit an der Tragscheibe im mittleren Bereich der Schaufelteilungen örtlich bis auf Null zurück. Das bedeutet, daß sich druckseitig zwischen den Volumenströmen $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ ein Rezirkulationsgebiet ausbildet. Dieses Rückströmungsgebiet vergrößert sich bei Verkleinerung des Volumenstroms bis auf $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ nur wenig. Im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ schwächt sich die Meridiangeschwindigkeit mit abnehmendem Volumenstrom entlang der Deckscheibe ab, so daß bei $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ der Hauptdurchsatz in der Kanalmitte erfolgt. Die größten c_{3m} -Werte werden hier wieder an den Schaufeldruckseiten gemessen.

Die Bilder A24 bis A27 zeigen für den gleichen Volumenstrombereich die c_{3m} -Verteilungen bei den jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Werten. Im Optimalpunkt $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ und bei $\dot{V}=800 \text{ m}^3/\text{h}$ unterscheiden sich die Diagramme nur unwesentlich von denen für kavitationsfreien Betrieb. Wie die Bilder der Volumenströme $\dot{V}=750 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=675 \text{ m}^3/\text{h}$ erkennen lassen, nimmt die Meridiangeschwindigkeit in diesem Volumenstrombereich kavitationsbedingt im mittleren Bereich der Schaufelteilungen deutlich ab. Bei $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ unterscheiden sich die Bilder von kavitationsfreiem Betrieb und Betrieb bei $NPSH_{3\%}$ kaum. Ein deutlicher Unterschied wird dagegen bei einem Vergleich der beiden Diagramme für den Volumenstrom $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ deutlich: Bei Betrieb bei $NPSH_{3\%}$ sind gegenüber

kavitationsfreiem Betrieb vergrößerte von der Tragscheibe ausgehende Gebiete deutlich verringerter Meridiangeschwindigkeit zu erkennen, die das örtliche Minimum des umfangsgemittelten $\overline{c_{3m}}$ -Profils im mittleren Bereich des Kanals verursachen. Auch in diesem Betriebspunkt gehen die Meridiangeschwindigkeiten örtlich bis auf Null zurück, d. h. das Einsetzen der druckseitigen Rezirkulation ist durch Kavitation nicht beeinflusst worden. Bei $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$, dem Volumenstrom mit der (schwach ausgeprägten) $NPSH_{3\%}$ -Spitze, sind die Gebiete deutlich verringerter Meridiangeschwindigkeit weniger stark ausgebildet und die Unterschiede in der c_{3m} -Verteilung für kavitationsfreien Betrieb und Betrieb bei $NPSH_{3\%}$ nicht so markant wie bei $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$. Deutliche Unterschiede zwischen diesen beiden Betriebszuständen sind dagegen wieder bei den Volumenströmen $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=450 \text{ m}^3/\text{h}$ zu erkennen. Hier sind bei Betrieb bei $NPSH_{3\%}$ die bereits bei $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ beobachteten Gebiete deutlich verringerter Meridiangeschwindigkeit im Bereich der Kanalmitte wieder vorhanden. Außerdem verstärkt sich, wie die Messungen zeigen, die druckseitige Rezirkulation durch Kavitation. Bei $\dot{V}=450 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ verlagert Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ den Hauptdurchsatz deutlich in Richtung Deckscheibe.

7.6.2 Geschwindigkeit c_{3u}

Die Bilder A28 bis A31 zeigen die Verteilung der Geschwindigkeit c_{3u} ⁴⁹ am Laufradaustritt für kavitationsfreien Betrieb. Man erkennt, daß die c_{3u} -Verteilungen für den Volumenstrombereich von $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ grundsätzlich ähnlich aufgebaut sind: Die größten Werte für c_{3u} werden im mittleren Bereich der Schaufelteilungen unmittelbar an der Deckscheibe gemessen, kleine Geschwindigkeit c_{3u} ist an der Tragscheibe und in der Nähe der Schaufelaustrittskanten zu finden. Gut zu erkennen ist die mit einer Verkleinerung des Volumenstroms einhergehende Anhebung des c_{3u} -Niveaus. Das Einsetzen der druckseitigen Rezirkulation zwischen den Volumenströmen $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ (s. Kapitel 7.6.1) hat auf die Verteilung der Geschwindigkeit c_{3u} offensichtlich kei-

nen Einfluß. Unterhalb von $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ bis hin zu $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ ist eine Verschiebung der Gebiete hoher Geschwindigkeit c_{3u} von der Deckscheibe in die Kanalmitte zu beobachten. Dabei bleibt der Bereich des c_{3u} -Maximums aber weiterhin im mittleren Bereich der Schaufelteilungen.

Wie die Bilder A33 bis A35 zeigen, verursacht Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ im Volumenstrombereich zwischen dem Optimalpunkt $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ keine grundlegende Veränderung der c_{3u} -Verteilung am Laufradaustritt. Auch hier ist die größte Geschwindigkeit c_{3u} im mittleren Bereich der Schaufelteilungen an der Deckscheibe zu finden, niedrigere Werte von c_{3u} treten wieder entlang der Tragscheibe und im Bereich der Schaufelaustrittskanten auf. Bemerkenswert ist jedoch, daß Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ die Geschwindigkeit c_{3u} vor allem unmittelbar an der Deckscheibe vergrößert. Eine kavitationsbedingte Verkleinerung von c_{3u} ist insbesondere in der tragscheibenseitigen Kanalhälfte zu beobachten. Im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ (s. Bild A32) ist der geschilderte Einfluß der Kavitation ebenfalls erkennbar, so daß hier — im Gegensatz zu kavitationsfreiem Betrieb — die Gebiete maximaler Geschwindigkeit c_{3u} an oder zumindest in unmittelbarer Nähe der Deckscheibe auftreten.

7.6.3 Strömungswinkel β_3

In den Bildern A36 bis A39 sind die Verteilungen des Strömungswinkels β_3 am Laufradaustritt für kavitationsfreien Betrieb wiedergegeben. Auffällig ist, daß sich die Winkel β_3 bei Veränderung des Volumenstroms im wesentlichen wie die Meridiangeschwindigkeiten verhalten: Ausgehend von einer relativ gleichmäßigen Verteilung im Optimalpunkt ist bei einer Verkleinerung des Volumenstroms bis auf $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ eine stetige Vergrößerung des Winkels β_3 an der Deckscheibe sowie eine anhaltende Verkleinerung in der tragscheibenseitigen Kanalhälfte zu beobachten. Dabei nimmt der Gradient des Strömungswinkels β_3 über der Kanalbreite mit abnehmendem Volumenstrom erheblich zu. Das Einsetzen der druckseitigen Rezirkulation zwischen $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$ ist an dem örtlichen Absinken der Winkel bis auf etwa $\beta_3=0^\circ$ im mittleren Bereich der Schaufelteilungen zu erkennen.

⁴⁹ Wegen der achsparallelen Austrittskante ist bei $\alpha_0=90^\circ$ die Geschwindigkeit c_{3u} direkt proportional zur Schaufelarbeit Y_{Sch} .

Im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ verlagern sich die Gebiete mit großem Strömungswinkel β_3 — ebenso wie die Bereiche hoher Meridiansgeschwindigkeit c_{3m} — mit abnehmendem Volumenstrom in die Kanalmitte.

Die Bilder A40 bis A43 zeigen die Verteilungen des Winkels β_3 bei den jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Werten. Beim Optimalvolumenstrom $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ ist kein signifikanter Einfluß der Kavitation auf die β_3 -Verteilung festzustellen. Bei den restlichen untersuchten Volumenströmen verursacht Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ gegenüber kavitationsfreiem Betrieb eine Verkleinerung des Strömungswinkels β_3 in der tragscheibenseitigen Kanalhälfte und im Bereich der Kanalmitte. Gleichzeitig ist eine Vergrößerung des Winkels β_3 in unmittelbarer Nähe der Deckscheibe zu beobachten. Dabei sind die Unterschiede zwischen kavitationsfreiem Betrieb und Betrieb bei $NPSH_{3\%}$ im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ besonders auffällig.

7.6.4 Druckzahl ψ_{st}

Zur Beurteilung des statischen Druckaufbaus zwischen dem Laufradaustritt und der saugseitigen Meßebe „S“ wird die dimensionslose Druckzahl ψ_{st} benutzt:

$$\psi_{st} = \frac{(p_{st3} - \overline{p_{stS}})/\rho}{u_2^2/2} \quad (31)$$

Der Einfachheit halber (und in guter Näherung zu den tatsächlich vorliegenden Verhältnissen) werden bei den im folgenden beschriebenen Betrachtungen der statische Druck $\overline{p_{stS}}$ ebenso wie die Geschwindigkeit $\overline{c_S}$ über der Meßebe „S“ als konstant angenommen.

In den Bildern A44 bis A47 sind die Verteilungen der Druckzahl ψ_{st} am Laufradaustritt für kavitationsfreien Betrieb dargestellt, die entsprechenden Diagramme für Betrieb bei $NPSH_{3\%}$ sind in den Bildern A48 bis A51 zu finden. Die ψ_{st} -Verteilungen sind weitgehend unauffällig, denn die Druckzahl ψ_{st} ist sowohl bei kavitationsfreiem Betrieb als auch bei der Netto-Energiehöhe $NPSH_{3\%}$ sehr gleichmäßig über dem Laufradumfang verteilt. Charakteristisch für alle Diagramme sind die etwas kleineren Werte von ψ_{st} im Bereich der Schaufelaustrittskanten.

Bei den Volumenströmen $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=800 \text{ m}^3/\text{h}$ führt Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ zu einer Verkleinerung der ψ_{st} an der Deckscheibe, und zwar insbesondere in dem der Schaufelsaugseite folgenden ersten Drittel der Schaufelteilungen. Bei kavitationsfreiem Betrieb werden im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=750 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ geringfügig vergrößerte Werte von ψ_{st} entlang der Tragscheibe gemessen. Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ schwächt diese ab. Eine kavitationsbedingte Schwächung der Druckzahl ψ_{st} in der Kanalmitte sowie in dem der Schaufeldruckseite vorgelagerten ersten Drittel der Schaufelteilungen an der Deckscheibe wird bei den Volumenströmen $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=450 \text{ m}^3/\text{h}$ beobachtet.

7.6.5 Druckzahl ψ_t

Die Druckzahl ψ_t wird zur Beurteilung der vom Laufrad erzeugten örtlichen Energiedifferenz zwischen dem Laufradaustritt und der saugseitigen Meßebe verwendet:

$$\psi_t = \frac{(p_{st3} - \overline{p_{stS}})/\rho + (c_3^2 - \overline{c_S^2})/2}{u_2^2/2} \quad (32)$$

Die Bilder A52 bis A55 zeigen die ψ_t -Verteilungen für den untersuchten Volumenstrombereich bei kavitationsfreiem Betrieb. Im Volumenstrombereich zwischen dem Optimalpunkt $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=750 \text{ m}^3/\text{h}$ ist die Druckzahl ψ_t relativ gleichmäßig über dem Laufradaustritt verteilt. Auffällig sind lediglich die etwas kleineren Druckzahlen im Bereich der Schaufelaustrittskanten sowie geringfügig vergrößerte Werte im mittleren Bereich der Schaufelteilungen an der Deckscheibe. Mit Verkleinerung des Volumenstroms bis auf $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ ist insbesondere an der Deckscheibe ein Anwachsen der ψ_t zu beobachten. Im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ verlagern sich die Gebiete hoher Druckzahl ψ_t mit abnehmendem Volumenstrom in die Kanalmitte.

Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ hat im gesamten untersuchten Teillastgebiet, wie den Bildern A56 bis A59 zu entnehmen ist, einen charakteristischen Einfluß auf die Verteilung der Druckzahl ψ_t : In der tragscheibenseitigen Kanalhälfte sinken die ψ_t ab, und es bildet sich ein Schwerpunkt der Totaldruckerhöhung in unmittelbarer Nähe der Deckscheibe aus.

Dieser Einfluß der Kavitation wirkt der bei kavitationsfreiem Betrieb im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ beobachteten Verlagerung der Gebiete hoher ψ_t in die Kanalmitte entgegen, so daß die Totaldruckerhöhung bei Kavitation bei allen untersuchten Volumenströmen im wesentlichen auf die deckscheibenseitige Kanalhälfte konzentriert ist.

7.6.6 Mit dem örtlichen Massestrom

gewichteter Totaldruck $\psi_{t,gew}$

Die mit dem örtlichen Massestrom gewichtete dimensionslose Totaldruckerhöhung $\psi_{t,gew}$ dient der Darstellung der Leistungsübertragung. Sie ist hier wie folgt definiert:

$$\psi_{t,gew} = \frac{\left(p_{st3} \cdot \frac{c_{3m}}{c_{3m}} - \overline{p_{stS}}\right) / \rho}{u_2^2/2} + \frac{\left(c_3^2 \cdot \frac{c_{3m}}{c_{3m}} - \overline{c_S^2}\right) / 2}{u_2^2/2} \quad (33)$$

Die Verteilung der örtlichen Leistungsübertragung am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb ist für den hier behandelten Volumenstrombereich in den Bildern A60 bis A63 wiedergegeben. Die Diagramme zeigen, daß sich der Schwerpunkt der Leistungsübertragung — ausgehend von einer verhältnismäßig ausgeglichenen $\psi_{t,gew}$ -Verteilung im Optimalpunkt $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ — bei Verkleinerung des Volumenstroms bis auf $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$ an die Deckscheibe verlagert. Unterhalb von $\dot{V}=700 \text{ m}^3/\text{h}$, d. h. noch vor dem Einsetzen der Rezirkulation am Laufradaustritt, werden die gewichteten Totaldrücke (zusätzlich zu den bereits bei $\dot{V}_{opt}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ vorhandenen Gebieten in den Ecken Schaufelzugseite/Tragscheibe) in der unmittelbaren Nähe der Tragscheibe örtlich negativ. Auffällig ist die verhältnismäßig große Ausdehnung der Gebiete niedrigen gewichteten Totaldrucks im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$ und $\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$, welche die oben beschriebene Unstetigkeit in der Drosselkurve (s. Bild 19) verursacht. Bei Drosselung des Volumenstroms von $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ auf $\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$ ist eine Verlagerung der Gebiete hoher Leistungsübertragung von der Deckscheibe in die Kanalmitte zu beobachten.

Die bei den jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Werten gemessenen und in den Bildern A64 bis A67 dargestellten

gewichteten Totaldruckverteilungen zeigen einen charakteristischen Einfluß der Kavitation auf die Leistungsübertragung auf: Bei allen untersuchten Volumenströmen verursacht Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ eine Vergleichmäßigung der Leistungsübertragung. Das bedeutet, daß Kavitation dort, wo am Laufradaustritt bei kavitationsfreiem Betrieb hohe Werte für $\psi_{t,gew}$ gemessen werden, eine Absenkung des gewichteten Totaldrucks verursacht, und daß in Bereichen niedrigen gewichteten Totaldrucks eine kavitationsbedingte Vergrößerung der $\psi_{t,gew}$ eintritt. Wie in den Bildern gut zu erkennen ist, geht diese Vergleichmäßigung mit einer Konzentration der Leistungsübertragung entlang der Deckscheibe einher.

8. Vergleich von Meßergebnissen der Laufräder A, B und C

In diesem Kapitel werden die sich aus einem Vergleich der drei untersuchten Laufräder A, B und C ergebenden wesentlichen Ergebnisse diskutiert. Die Laufräder sind in Bild A3 dargestellt, ihre wichtigsten technischen Daten können Tafel A1 entnommen werden. Die Kennlinien der drei Laufräder sind in den Bildern A4 bzw. A5 zusammenfassend wiedergegeben. Eine kurze Beschreibung der Kennlinien der Laufräder A und B befindet sich in Kapitel 2.5, die Kennlinien von Laufrad C werden in Kapitel 7.2 behandelt.

8.1 Einfluß von Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ auf die Verteilung der Meridiangeschwindigkeit c_{3m}

Die Bilder A68 und A69 zeigen die Verteilungen der Meridiangeschwindigkeit c_{3m} bei kavitationsfreiem Betrieb am Austritt von Laufrad A. Man erkennt, daß bei dem größten untersuchten Volumenstrom $\dot{V}=930 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.83$) der Hauptdurchsatz an der Tragscheibe erfolgt. Mit abnehmendem Volumenstrom ist eine Verlagerung der Gebiete mit großer Geschwindigkeit c_{3m} in Richtung Deckscheibe zu beobachten. Bei dem kleinsten untersuchten Volumenstrom $\dot{V}=590 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.52$) befindet sich der Schwerpunkt des Durchsatzes wegen der Rezirkulationen an Trag- und Deckscheibe in der Kanalmitte. Die größten Meridiangeschwindigkeiten werden jeweils

in Drehrichtung vor den Schaufelaustrittskanten gemessen. Wie den Bildern A70 und A71 zu entnehmen ist, verlagert Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ den Hauptdurchsatz im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=930 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.83$) und $\dot{V}=740 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.66$) in Richtung Deckscheibe. Bei den beiden kleinsten untersuchten Volumenströmen ist dagegen eine "Stabilisierung" des Hauptdurchsatzes in der Kanalmitte zu beobachten. Bei $\dot{V}=590 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.52$) hat sich insbesondere die druckseitige Rezirkulation entlang der Deckscheibe durch die Kavitation am Laufradeintritt erheblich verstärkt.

In den Bildern A76 und A77 sind die Verteilungen der Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad B für kavitationsfreien Betrieb dargestellt. Wie man insbesondere an den über dem Laufradumfang gemittelten $\overline{c_{3m}}$ -Profilen erkennen kann, zeigt Laufrad B in der Teillast bei kavitationsfreiem Betrieb drei charakteristische Strömungsformen: Bei Betriebspunkten des unteren Drosselkurvenverlaufs (s. Bild A4) befindet sich der Durchflußschwerpunkt sowohl im Hystereseregion als auch bei größeren Volumenströmen an der Tragscheibe. Für Betriebspunkte des oberen Drosselkurvenverlaufs stellt sich außerhalb des Hystereseregion ein deckscheibenseitiger Durchflußschwerpunkt ein. Arbeitet die Pumpe im oberen Verlauf der Hysterese, dann ergibt sich ein $\overline{c_{3m}}$ -Profil ohne ausgeprägten Durchflußschwerpunkt. Wie die Bilder A78 und A79 zeigen, führt Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ bei Laufrad B teilweise zu erheblichen Veränderungen der c_{3m} -Verteilung: Im Volumenstrombereich zwischen $\dot{V}=1375 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.83$) und $\dot{V}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.60$) verursacht Kavitation eine Verkleinerung der Meridiangeschwindigkeit in der tragscheibenseitigen Kanalhälfte sowie eine Vergrößerung in der Nähe der Deckscheibe. Besonders gut zu erkennen ist dieses Phänomen in den Bildern der Volumenströme $\dot{V}=1160 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.69$), $\dot{V}=1100 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.66$) und $\dot{V}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.60$) des unteren Verlaufs der Drosselkurve. Bei diesen Volumenströmen erfolgt der Hauptdurchsatz bei kavitationsfreiem Betrieb an der Tragscheibe; bei Betrieb bei der jeweiligen Netto-Energiehöhe $NPSH_{3\%}$ ist das $\overline{c_{3m}}$ -Profil verhältnismäßig ausgeglichen, oder es hat sich sogar ein deckschei-

benseitiger Durchflußschwerpunkt ausgebildet. Bei $\dot{V}=870 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.52$) ändert sich die Verteilung der Meridiangeschwindigkeit in der tragscheibenseitigen Kanalhälfte durch Kavitation nur wenig, es ist aber eine Verkleinerung der Meridiangeschwindigkeit c_{3m} im Bereich der Kanalmitte sowie eine Vergrößerung an der Deckscheibe zu beobachten.

Der Einfluß von Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ auf die Verteilung der Meridiangeschwindigkeit bei Laufrad C ist bereits im Kapitel 7.6.1 ausführlich beschrieben worden. Ein Blick auf Bild A19 macht deutlich, daß sich die Verteilung der Meridiangeschwindigkeit am Laufradaustritt — zumindest bei Volumenströmen unterhalb von $\dot{V}=800 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.80$) — auch bei diesem Laufrad in Abhängigkeit von der Netto-Energiehöhe ändert. In diesem Volumenstrombereich verursacht Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ immer eine Verkleinerung des Durchsatzes in der tragscheibenseitigen Kanalhälfte sowie eine Vergrößerung in der Nähe der Deckscheibe.

Zusammenfassend kann man sagen, daß Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ bei den drei untersuchten Laufrädern zu einer Verlagerung des Durchsatzes in Richtung Deckscheibe führt. Im Zusammenhang mit diesem Sachverhalt muß noch einmal auf die grundsätzliche Problematik des $NPSH_{3\%}$ -Kriteriums hingewiesen werden, das als Beurteilungsmaßstab für das Kavitationsverhalten einer Pumpe benutzt wird. Eine "kavitationsbedingte" Förderhöhenänderung muß nicht durch besonders stark ausgeprägte Kavitation hervorgerufen werden, sondern kann auch durch eine kavitationsbedingte Veränderung der Strömungsstruktur im Laufrad verursacht werden.

8.2 Einfluß von Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ auf die Verteilung des mit dem örtlichen

Massestrom gewichteten Totaldrucks $\psi_{t,gew}$

Obwohl die untersuchten Laufräder sehr unterschiedlich ausgelegt sind, konnte ein Einfluß der Kavitation auf die örtliche Leistungsübertragung (ausgedrückt durch den mit dem örtlichen Massestrom gewichteten Totaldruck $\psi_{t,gew}$ ⁵⁰) bei allen

⁵⁰ Definition von $\psi_{t,gew}$ siehe Gleichung 33.

drei Laufrädern gleichermaßen beobachtet werden. Die Bilder A72 und A73 zeigen die örtliche Leistungsübertragung für Betrieb von Laufrad A ohne Kavitation. Beim Volumenstrom $\dot{V}=930 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.83$) befindet sich der Schwerpunkt der Leistungsübertragung in der Nähe der Tragscheibe. Bei den kleineren untersuchten Volumenströmen ist die Druckzahl $\psi_{t,gew}$ in zwei Bereichen besonders groß, und zwar an den Schaufeldruckseiten und in den in Drehrichtung unmittelbar davor befindlichen ersten Dritteln der Schaufelteilungen in der deckscheibenseitigen Kanalhälfte. Gebiete besonders niedrigen Totaldrucks $\psi_{t,gew}$ befinden sich bei allen Volumenströmen unmittelbar hinter den Schaufelaustrittskanten. Die Verteilung der gewichteten Totaldrücke zeigt bei diesem Laufrad eine klare Strukturierung in Umfangsrichtung mit einer Steigerung der Leistungsübertragung von der Schaufelaußseite zur Schaufeldruckseite. Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ verursacht, wie in den Bildern A74 und A75 zu erkennen ist, eine Vergleichmäßigung der Leistungsübertragung. So hat sich das $\psi_{t,gew}$ -Niveau in den Nachlauf-Gebieten auf den Schaufelaußseiten vergrößert, und die Gebiete großer Leistungsübertragung sind kleiner geworden. Die Grundstruktur der Leistungsübertragung wird bei diesem Laufrad durch Kavitation nicht verändert, d. h. Bereiche hoher Druckzahl $\psi_{t,gew}$ sind auch bei $NPSH_{3\%}$ überwiegend vor den Schaufeldruckseiten und in den in Drehrichtung vor diesen liegenden ersten Dritteln der Schaufelteilungen in der Nähe der Deckscheibe zu finden.

Die Bilder A80 und A81 zeigen die $\psi_{t,gew}$ -Verteilungen für kavitationsfreien Betrieb von Laufrad B. Bei den Betriebspunkten des unteren Verlaufs der Drosselkurve ($\dot{V}=1375 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ entsprechend $\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.83$ bis $\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.60$; s. auch Bild A4) werden große Werte der Leistungsübertragung vor allem entlang der Tragscheibe gemessen. Mit abnehmendem Volumenstrom nimmt der Gradient über der Laufradbreite zu. Wird Laufrad B bei $\dot{V}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.60$) auf dem oberen Verlauf der Drosselkurve betrieben, so erfolgt die Leistungsübertragung hier vor allem unmittelbar auf den Schaufeldruckseiten, aber auch entlang der Tragscheibe. Bei $\dot{V}=870 \text{ m}^3/\text{h}$ ($\dot{V}/\dot{V}_{opt} \approx 0.52$) befindet sich der Schwerpunkt der Leistungsübertragung im Be-

reich der Schaufeldruckseiten an der Deckscheibe. In den Bildern A82 und A83 sind die $\psi_{t,gew}$ -Verteilungen am Austritt von Laufrad B bei den jeweiligen $NPSH_{3\%}$ -Werten wiedergegeben. Es ist gut zu erkennen, daß sich die Verteilung der örtlichen Leistungsübertragung durch die Kavitation völlig verändert hat: Das Niveau hat sich insgesamt sehr stark vergleichmäßigt, d. h. in Zonen großer $\psi_{t,gew}$ hat die Leistungsübertragung durch Kavitation abgenommen, in Zonen niedriger $\psi_{t,gew}$ hat sie zugenommen. Große Werte von $\psi_{t,gew}$ sind nun bei allen Volumenströmen unmittelbar vor den Schaufeldruckseiten und vor allem an der Deckscheibe zu finden.

Die Bilder A60 bis A67 zeigen, daß Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ auf die Leistungsübertragung von Laufrad C den gleichen Einfluß hat wie bei den Laufrädern A und B, denn auch bei diesem Laufrad verursacht Kavitation eine Vergleichmäßigung der Leistungsübertragung (s. Kapitel 7.6.6). Da die größten $\psi_{t,gew}$ schon bei kavitationsfreiem Betrieb überwiegend an der Deckscheibe oder zumindest in der deckscheibenseitigen Kanalhälfte zu finden sind, tritt die Verlagerung des Schwerpunktes der Leistungsübertragung bei diesem Laufrad nicht so signifikant in Erscheinung wie bei Laufrad B.

Festzuhalten ist, daß die Leistungsübertragung durch Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ bei allen drei Laufrädern trotz deren deutlich unterschiedlicher Auslegung vergleichmäßigt wird. Der Schwerpunkt der Leistungsübertragung liegt bei Betrieb bei $NPSH_{3\%}$ — von wenigen Ausnahmen abgesehen — immer in der Nähe der Deckscheibe.

9. Messungen an dem mit Entlastungsschlitz versehenen Laufrad B

Wie in Kapitel 2.3 dargestellt wurde, hat Dreiß [26, 28] bei seinen Untersuchungen an Unterwassermotorpumpen einen zum Teil erheblichen Einfluß von Entlastungsschlitz auf das Saugverhalten beobachtet. Da durch die Entlastungsschlitz die Strömung im Eintrittsbereich des Laufrads verändert wird, ist Laufrad B nach Abschluß des übrigen Meßprogramms mit Entlastungsschlitz

versehen worden, um vor allem zusätzliche Informationen über den Einfluß der Schaufeleintrittsbereiche auf die an diesem Laufrad beobachteten Phänomene zu erhalten.

Die Abmessungen der in die Schaufeln dieses Laufrads eingebrachten Entlastungsschlitze sind in Bild 26 angegeben⁵¹. Da Dreiß bei seinen Untersuchungen an einem Laufrad ähnlicher spezifischer Drehzahl ($n_q = 80$) festgestellt hat, daß die Schlitzbreite bei geneigten Entlastungsschlitzen nur einen unwesentlichen Einfluß auf die Ergebnisse hat, wurden für die hier durchgeführten Messungen zur Vermeidung einer umfassenden Parameterstudie von vornherein geneigte Entlastungsschlitze vorgesehen. Bei diesen verkleinerte sich der Winkel ϑ (s. Bild 26) fertigungstechnisch bedingt von $\vartheta_a \approx 38^\circ$ im deckscheibenseitigen Bereich auf etwa $\vartheta_i \approx 25^\circ$ im nabenseitigen Bereich des Entlastungsschlitzes.

⁵¹ Die Länge der Schaufeleintrittskanten beträgt jeweils etwa 148 mm.

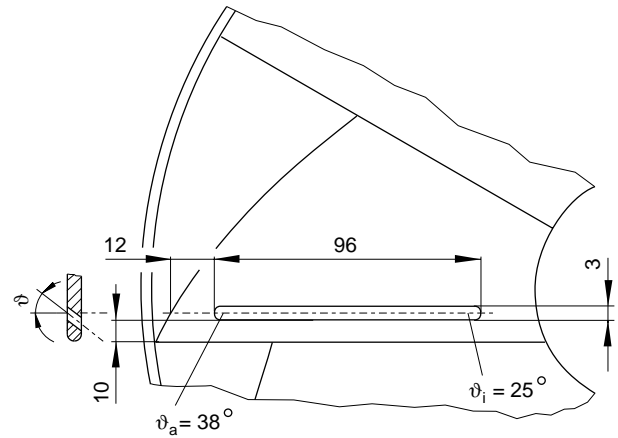


Bild 26: Abmessungen der Entlastungsschlitze von Laufrad B (unmaßstäblich)

In Bild 27 sind die Kennlinien von Laufrad B mit und ohne Entlastungsschlitze dargestellt. Es zeigen sich insgesamt nur geringe Unterschiede zwischen den jeweiligen Kennlinien: In Richtung der kleinen Volumenströme ist die Förderhöhe der Pumpe mit geschlitztem Laufrad um bis zu 0,5 m kleiner als die mit dem ungeschlitzten Laufrad. Da gleichzeitig die Leistungsaufnahme des geschlitzten Laufrads

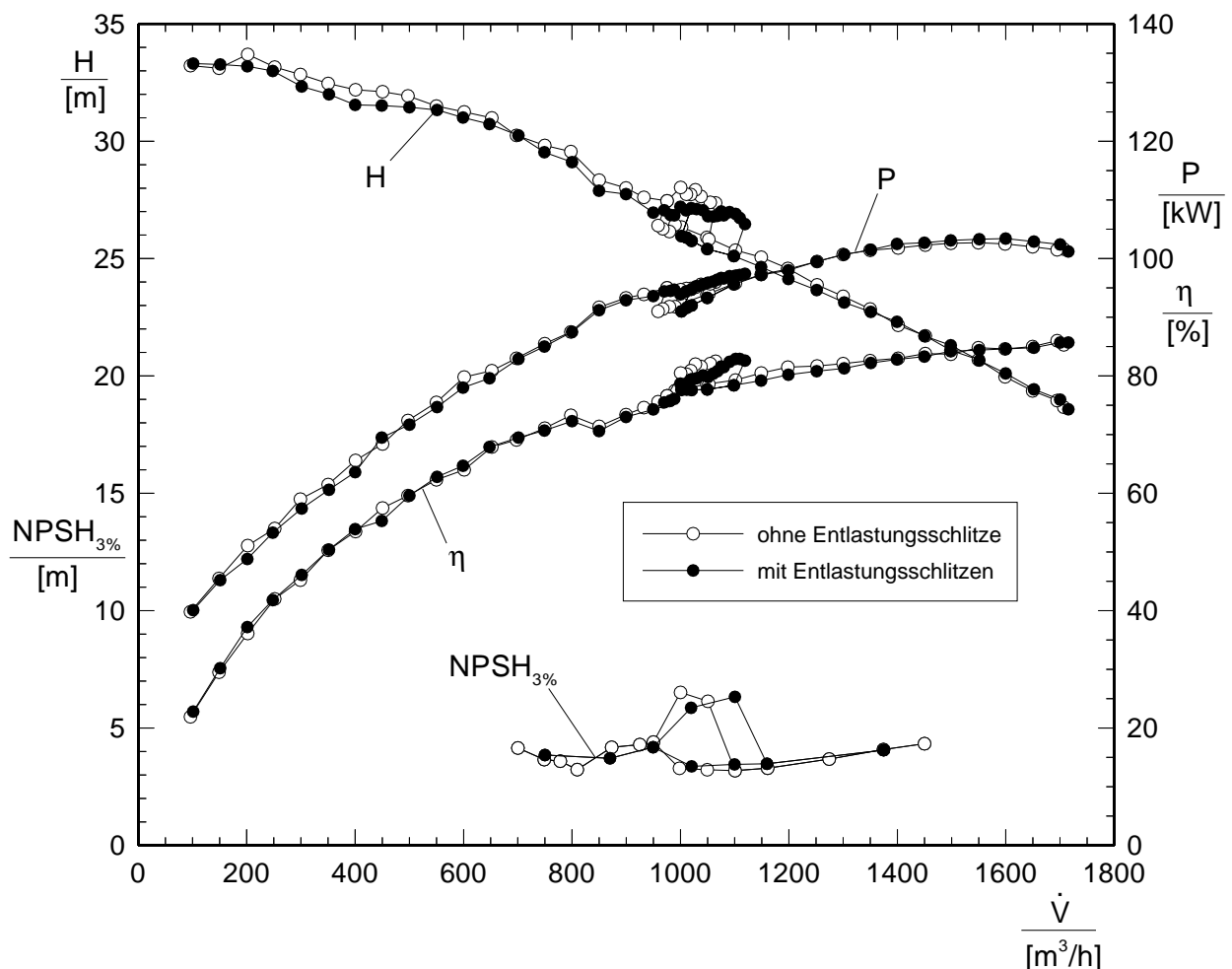


Bild 27: Kennlinien und $NPSH_{3\%}$ -Kurven von Laufrad B mit und ohne Entlastungsschlitze

gegenüber der ungeschlitzten Version abnimmt, verändert sich der Wirkungsgrad der Pumpe durch die Entlastungsschlitze kaum. Bemerkenswert ist, daß sich das Hystereseggebiet durch die Entlastungsschlitze um etwa $20 \text{ m}^3/\text{h}$ vergrößert und außerdem um etwa $30 \text{ m}^3/\text{h}$ in Richtung der großen Volumenströme verschoben ist.

Wie die ebenfalls in Bild 27 aufgetragenen $NPSH_{3\%}$ -Kurven zeigen, werden die $NPSH_{3\%}$ -Werte und damit auch die $NPSH$ -Spitze bei Laufrad B durch die Entlastungsschlitze nicht signifikant verändert. Da die $NPSH_{3\%}$ -Spitze bei diesem Laufrad direkt mit der Hysterese in der Drosselkurve verknüpft ist (s. Kapitel 2.5), verschiebt bzw. erweitert sich der Volumenstrombereich der $NPSH_{3\%}$ -Spitze durch die Entlastungsschlitze allerdings geringfügig.

Bild 28 zeigt die $NPSH$ -Kennlinien von Laufrad B mit und ohne Entlastungsschlitze für den Volumen-

strom⁵² $\dot{V} \approx 1000 \text{ m}^3/\text{h}$. Wie man dem Bild entnehmen kann, verändern die Entlastungsschlitze das Saugverhalten dieses Laufrads nur wenig: Auch mit Entlastungsschlitzen ist bei dem unteren Verlauf der $NPSH$ -Kennlinie ein Förderhöhenanstieg mit anschließendem Übergang in den oberen Verlauf der $NPSH$ -Kennlinie zu beobachten. Vor dem Steilabfall zeigen beide Kurvenverläufe den auch für das ungeschlitzte Laufrad im Volumenstrombereich der Hysterese typischen "schleichenden" Förderhöhenabfall. Bedingt durch die unterschiedlichen Förderhöhen bei kavitationsfreiem Betrieb ergibt sich für den unteren Verlauf der $NPSH$ -Kennlinie ein deutlich niedrigerer $NPSH_{3\%}$ -Wert als für den oberen Verlauf.

⁵² Bei dem ungeschlitzten Laufrad B sind im Hystereseggebiet vor allem Untersuchungen bei dem Volumenstrom $\dot{V} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$ durchgeführt worden. Da der untere Verlauf der Drosselkurve bei dem geschlitzten Laufrad bei diesem Volumenstrom endet und der Betriebspunkt somit extrem instabil ist, wurde für den Vergleich der $NPSH$ -Kennlinien für dieses Laufrad ein etwas größerer Volumenstrom ($\dot{V} = 1020 \text{ m}^3/\text{h}$) gewählt.

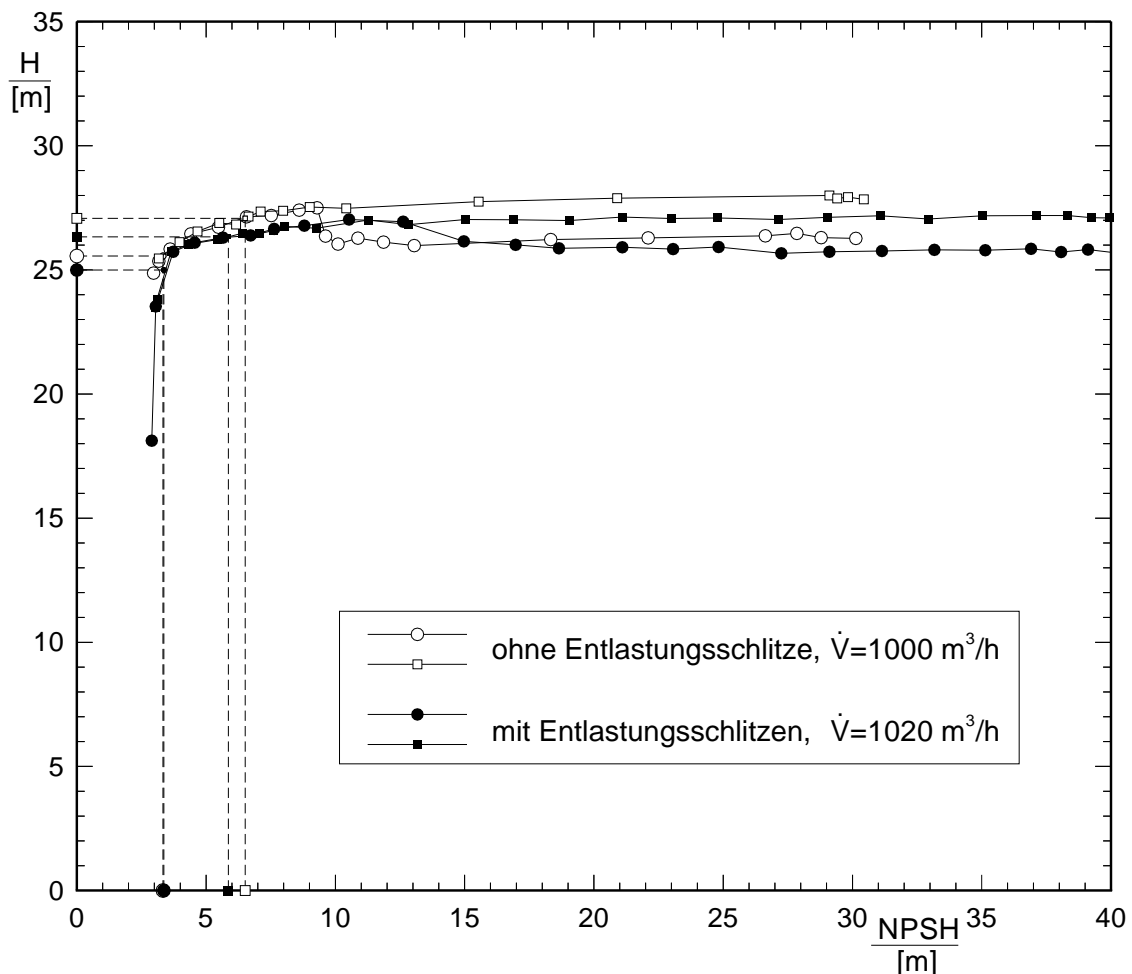


Bild 28: $NPSH$ -Kennlinien von Laufrad B mit und ohne Entlastungsschlitze für den Volumenstrom $\dot{V} \approx 1000 \text{ m}^3/\text{h}$

An dem geschlitzten Laufrad durchgeführte Kavitationsbeobachtungen haben gezeigt, daß das Blasengebiet bei Netto-Energiehöhen unter $NPSH_{vorh} \approx 3.5$ m durch die Entlastungsschlitze nicht mehr beeinflusst wird. Aufgrund dieses Sachverhalts sind die $NPSH$ -Kennlinien des geschlitzten und des ungeschlitzten Laufrads bei sehr niedrigen $NPSH_{vorh}$ -Werten nahezu gleich.

Aus der Tatsache, daß im Volumenstrombereich der Hysterese auch mit Entlastungsschlitzen beide Charakteristiken der $NPSH$ -Kennlinien existieren und sich die Beeinflussung der Strömung am Laufradeintritt durch die Entlastungsschlitze insgesamt nur wenig auf das Betriebsverhalten auswirkt, kann man schließen, daß der Eintrittsbereich des Laufrads im vorliegenden Fall für die Entstehung der $NPSH_{3\%}$ -Spitze von untergeordneter Bedeutung ist.

10. Zusammenfassung und Schlußfolgerungen

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden an drei Kreiselumpenlaufrädern experimentelle Untersuchungen durchgeführt, die sich mit dem zum Teil stark differierenden Saugverhalten von unterschiedlich ausgelegten Pumpen mittlerer spezifischer Drehzahl beschäftigen. Als Leitvorrichtung wurde ein schaufelloser parallelwandiger Leitring verwendet, der eine rotationssymmetrische Laufradabströmung gewährleistet und damit den Umfang der Untersuchungen reduziert.

Neben den integralen Kennlinienmessungen wurden unter anderem videounterstützte Kavitationsbeobachtungen und Untersuchungen mit Faden-sonden am Laufradeintritt durchgeführt. Im Mittelpunkt der Messungen stand die Bestimmung der Strömungsgrößen am Laufradaustritt durch stationäre Messungen mit Hilfe einer herkömmlichen Fünfloch-Kugelsonde sowie durch instationäre, örtlich auflösende Messungen mit einer mit einem Miniaturdruckaufnehmer bestückten Einloch-Kugelsonde. Um die Genauigkeit der instationären Sondenmessungen zu verbessern, wurde in das Auswertungsprogramm ein Korrekturverfahren integriert, das die Trägheitskräfte, die durch den Aufstau der instationären Laufradabströmung auf der

Oberfläche des Sondenkopfes hervorgerufen werden, berücksichtigt.

Die wesentlichen Ergebnisse sind:

- Durch das Phänomen des mit sinkender Netto-Energiehöhe $NPSH_{vorh}$ schwächer werdenden saugseitigen Teillastwirbels wird die Förderhöhe einer Pumpe bei Kavitation durch ein kompliziertes Wechselspiel mehrerer Einflußfaktoren bestimmt. So verbessert ein stark ausgebildeter Teillastwirbel aufgrund der Versperung des äußeren Laufradeintrittsquerschnitts die Strömungsverhältnisse im Bereich der Zuströmung zum Laufrad, und durch die Verlagerung der Strömung in Richtung Nabe wird wegen der Vergrößerung des Radienverhältnisses ein Förderhöhengewinn erzielt. Da unter bestimmten Voraussetzungen aufgrund der Rezirkulationen am Laufradeintritt ein Teil der Schaufeleintrittsbereiche blasenfrei bleibt, kann eine möglicherweise durch Kavitationsblasen verursachte Auftriebserhöhung nur in begrenztem Umfang wirksam werden. Wird der Teillastwirbel kavitationsbedingt kleiner, verschlechtert sich die Anströmung des Laufrads, die Strömung tritt auf einem größeren Durchmesser in das Laufrad ein, dafür wird aber unter Umständen die Auftriebswirkung der Dampfblasengebiete vergrößert.
- Durch die Rezirkulationen am Laufradeintritt bildet sich vor dem Laufrad zwischen Rohrmittel und Rohrwand in radialer Richtung eine statische Druckdifferenz aus. Nimmt die Intensität des saugseitigen Teillastwirbels kavitationsbedingt ab, dann werden durch die Änderung der Druckverhältnisse unmittelbar vor dem Laufrad auch der Spaltvolumenstrom und die mit diesem verbundenen Primär- und Sekundäreinflüsse verändert, so daß sich das Wechselspiel von Kavitation und den Pumpenkennlinien weiter verkompliziert.
- Es wurde beobachtet, daß die Rezirkulationen am Laufradeintritt durch Kavitationserscheinungen ausgelöst werden können. Dadurch werden die oben geschilderten Verhältnisse zunehmend komplexer. Bei sehr kleinen Netto-Energiehöhen $NPSH_{vorh}$ nimmt die Intensität des saugseitigen Teillastwirbels auch in diesem Fall wieder ab.
- Die Größe und Verteilung der Verluste am Laufradeintritt hat einen erheblichen Einfluß auf die

Kennlinien einer Pumpe. Auch auf das (durch $NPSH_{3\%}$ -Werte gekennzeichnete) Saugverhalten wirkt sich diese Einflußgröße aus.

- Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ verschiebt den Hauptdurchsatz bei den drei untersuchten Laufrädern trotz deren sehr unterschiedlicher Auslegung in Richtung Deckscheibe.
- Durch Kavitation bei $NPSH_{3\%}$ wird bei allen drei Laufrädern die Leistungsübertragung (ausgedrückt durch eine mit dem örtlichen Massestrom gewichtete Druckzahl) vergleichmäßig. Der Schwerpunkt der Leistungsübertragung liegt bei Betrieb bei $NPSH_{3\%}$ — von wenigen Ausnahmen abgesehen — immer in der Nähe der Deckscheibe.

Da das im Rahmen dieser Arbeit schwerpunktmäßig untersuchte Laufrad — bedingt durch eine unübliche Verteilung der Schaufelwinkel am Eintritt — ein ungewöhnliches Teillastverhalten hat, konnten die durchgeführten Untersuchungen keine endgültige Modellvorstellung für die Ursachen des teilweise stark differierenden Saugverhaltens

von unterschiedlich ausgelegten Kreiselpumpen mittlerer spezifischer Drehzahl liefern. Es hat sich aber gezeigt, daß die noch offenen Fragen (z. B. wodurch unterschiedliche Strömungsstrukturen in einem Laufrad bei ein und demselben Volumenstrom verursacht werden, welche Mechanismen eine Umformierung der Strömung auslösen, wodurch unterschiedliche Charakteristiken von $NPSH$ -Kennlinien hervorgerufen werden) nur durch eine detaillierte Untersuchung der Strömung zwischen Laufradeintritt und Laufradaustritt beantwortet werden können. In einer Anschlußarbeit sollten deshalb die Schaufeldruckverläufe des bei den Untersuchungen besonders auffälligen Laufrads mit Hilfe von instationär messenden Druckaufnehmern aus dem rotierenden System heraus gemessen werden. Eine entsprechende Meßtechnik hätte zudem den Vorteil, daß man mit ihr möglicherweise vorhandene, aber optisch nicht ohne weiteres wahrnehmbare Unterschiede einzelner Kavitationszustände feststellen und dem jeweiligen Saugverhalten zuordnen könnte.

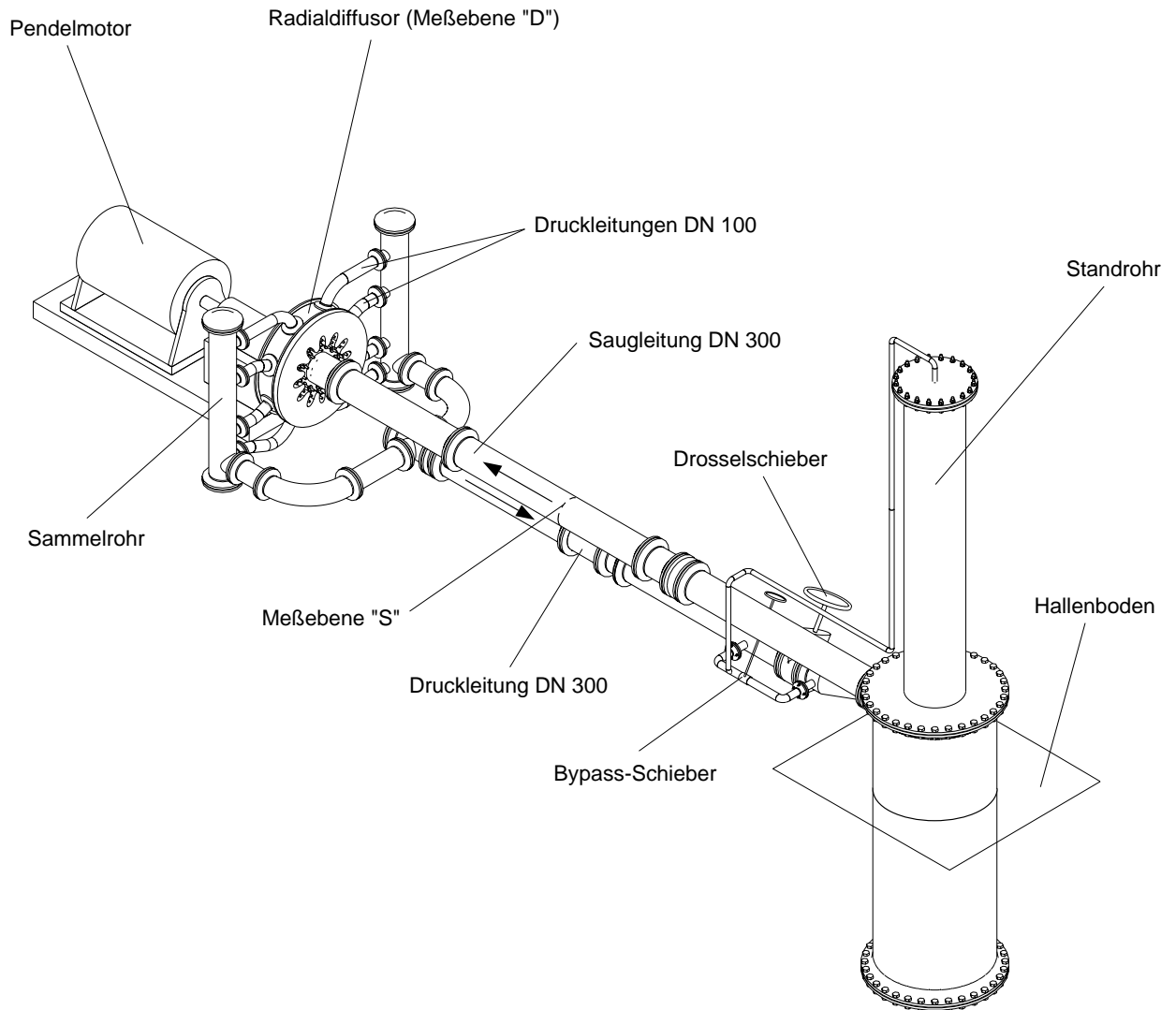
Schrifttum

- [1] Palgrave, R.: *Avoid Low Flow Pump Problems*. World Pumps 297, S. 18–28, Juni 1991.
- [2] Sen, M.; Breugelmans, F.; Schiavello, B.: *Reverse Flow, Prerotation and Unsteady Flow in Centrifugal Pumps*. Proceedings NEL Fluid Mechanics Silver Jubilee Conference 1979, National Engineering Laboratory, East Kilbride, England, Paper 3.1, 27.–29. Nov. 1979.
- [3] Weiß, K.: *Experimentelle Untersuchungen zur Teillastströmung bei Kreiselpumpen*. Dissertation TH Darmstadt, 1995.
- [4] Palgrave, R.: *Operation of Centrifugal Pumps at Partial Capacity*. 9th Technical Conference of the BPMA, Warwick University, Coventry, England, S. 57–70, 16.–18. April 1985.
- [5] Pfeleiderer, C.; Petermann, H.: *Strömungsmaschinen*. 6. Auflage, Springer-Verlag Berlin, 1991.
- [6] Peck, J.F.: *Investigations Concerning Flow Conditions in a Centrifugal Pump, and the Effect of Blade Loading on Head Slip*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Bd. 164, Nr. 1, S. 1–15, 1951.
- [7] Tanaka, T.: *An Experimental Study of Back-flow Phenomena in a High Specific Speed Turbomachinery*. 10th International Conference of the BPMA, The Pressure to Change, Churchill College, Cambridge, England, 24.–25. März 1987.
- [8] Fraser, W.H.: *Recirculation in Centrifugal Pumps*. ASME Winter Annual Meeting, 1981; World Pumps 188, S. 227–235, Mai 1982.
- [9] Karassik, I.J.: *Flow Recirculation in Centrifugal Pumps: From Theory to Practice*. World Pumps 199, S. 119–123, April 1983.
- [10] Yedidiah, S.: *Cause and Effect of Recirculation in Centrifugal Pumps — Part 1*. World Pumps, S. 267–271, Sept. 1985.
- [11] Stoffel, B.: *Experimentelle Untersuchungen zur räumlichen und zeitlichen Struktur der Teillast-Rezirkulationen bei Kreiselpumpen*. Forschung im Ingenieurwesen, Bd. 55, Nr. 5, S. 149–152, 1989.
- [12] Gülich, J.F.: *Bemerkungen zur Kennlinienstabilität von Kreiselpumpen*. Pumpentagung Karlsruhe, Sektion B 3, Kennlinien II, VDMA Frankfurt, 4.–6. Okt. 1988.
- [13] Murakami, M.; Kikuyama, K.; Asakura, E.: *Velocity and Pressure Distributions in the Impeller Passages of Centrifugal Pumps*. Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, Heft 102, S. 420–426, Dez. 1980.
- [14] Haupt, U.; Chen, Y.N.; Rautenberg, M.: *On the Nature of Rotating Stall in Centrifugal Compressors with Vaned Diffusers; Part 1: Detection of Reverse Flow*. Tokyo Int. Gas Turbine Congress, Paper 87-TOKYO-IGTC-22, 26.–31. Okt. 1987.
- [15] Hergt, P.; Jaberg, H.: *Die Abströmung von Radiallaufrädern bei Teillast und ihr Zusammenhang mit der Vollastinstabilität*. KSB Technische Berichte, Heft 26, S. 29–39, 1990.
- [16] Stoffel, B.: *Aktuelle Ziele und Methoden der experimentellen Kavitationsforschung*. Forschung im Ingenieurwesen — Engineering Research, Bd. 60, Nr. 11/12, S. 317–322, 1994.
- [17] SIHI-HALBERG, Ludwigshafen: *Grundlagen für die Planung von Kreiselpumpen-Anlagen*. Hrsg.: SIHI-Gruppe, 1978.
- [18] KSB AG, Frankenthal: *Kreiselpumpen Lexikon*. 3. Auflage, 1989.
- [19] Gebr. Sulzer AG, Winterthur: *Kreiselpumpen Handbuch*. 2. Auflage, 1987.
- [20] Minami, S.; Kawaguchi, K.; Homma, T.: *Experimental Study on Cavitation in Centrifugal Pump Impellers*. Bulletin of JSME, Bd. 3, Nr. 9, S. 19–29, 1960.
- [21] Stoffel, B.; Ludwig, G.: *The Influence of the Gap Flow at the Impeller Inlet on Cavitation and Part Load Recirculation in a Centrifugal Pump*. Proceedings of the 3rd International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-3), Honolulu, USA, 1990, Band 1, S. 597–612, Okt. 1992.

-
- [22] Schiavello, B.: *A Diffusion Factor Correlation for the Prediction of the Reverse Flow Onset at the Centrifugal Pump Inlet*. Proceedings of the 7th Conference on Fluid Machinery, Budapest 1983, Bd. 2, S. 751–760, 1983.
- [23] Hergt, P.; Starke, J.: *Strömungstechnische Ursachen für die Instabilität der Kennlinien von Kreiselpumpen mit Leiträdern*. KSB Technische Berichte, Heft 21, S. 22–31, Dez. 1986.
- [24] Stoffel, B.; Krieger, P.: *Experimental Investigations on the Energy Balance of Radial Centrifugal Pump Impellers at Part Load Conditions*. 11. IAHR-Symposium, Amsterdam, Paper 19, 1982.
- [25] Kubota, N.; Asami, Y.; Kamemoto, K.: *Influence of Meridian Profile of Mixed Flow Impeller on Pump Characteristics*. IAHR/AIRH-Symposium, Tokio 1980, S. 379–390, 1980.
- [26] Dreiß, A.: *Untersuchung der Laufradkavitation einer radialen Kreiselpumpe durch instationäre Druckmessungen im rotierenden System*. Dissertation TU Braunschweig, veröffentlicht in: Mitteilungen des Pfleiderer-Instituts für Strömungsmaschinen, Heft 5, Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah, 1997.
- [27] Thamsen, P.U.: *Experimentelle Untersuchungen über die Auswirkungen von Zuströmstörungen auf das Betriebsverhalten von Tiefbrunnenpumpen*. Dissertation TU Braunschweig, 1992.
- [28] Dreiß, A.: *Über die Wirkung von Laufschaufel-Entlastungsschlitzen zur Verbesserung des Kavitationsverhaltens von Kreiselpumpen*. Mitteilungen des Pfleiderer-Instituts für Strömungsmaschinen, Heft 1, S. 161–172, Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah, 1994.
- [29] Oshima, M.: *Inlet Flow and Aspects of Cavitation in Centrifugal Impellers*. Proceedings of the 11th Turbomachinery Symposium, Publ. by Texas A&M Univ., College Station, Texas/USA, S. 189–194, 1982.
- [30] Tillner, W.; Lehmann, W.: *Kavitation im axialen Einlauf einer mehrstufigen Kreiselpumpe bei Teillastbetrieb*. Pumpentagung Karlsruhe, Sektion B 6, Kavitation I, VDMA Frankfurt, 2.–4. Okt. 1984.
- [31] Yedidia, S.: *Certain Effects of Recirculation on Cavitation in Centrifugal Pumps*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Teil A, Bd. 200, Heft A4, S. 283–292, 1986.
- [32] Tillner, W.; Lehmann, W.: *Kavitation von Sauglaufrädern im Off-Design-Betrieb*. Pumpen, Jahrbuch 2. Ausgabe, Vulkan-Verlag Essen, S. 82–89, 1992.
- [33] Florjancic, D.; Gülich, J.; Wesche, W.: *Beurteilungskriterien für die Wahl des Zulaufdruckes von Kreiselpumpen*. Pumpen, Jahrbuch 2. Ausgabe, Vulkan-Verlag Essen, S. 64–71, 1992.
- [34] Lünzmann, H.: *Einfluß des Spaltstroms bei Spiralgehäusepumpen mit glattem Kegelspalt und mit Bauchschaufeln*. Dissertation TU Braunschweig, veröffentlicht in: Mitteilungen des Pfleiderer-Instituts für Strömungsmaschinen, Heft 2, Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah, 1995.
- [35] Petermann, H.: *Der Sekundäreinfluß des Spaltverlustes bei radialen Kreiselpumpen und Verdichtern mit Deckscheibe*. VDI-Z. 101, Nr. 11, S. 430–432, 1959.
- [36] Gülich, J.F.: *Untersuchungen zur sattelförmigen Kennlinien-Instabilität von Kreiselpumpen*. Forschung im Ingenieurwesen, Bd. 61, Nr. 4, S. 93–105, 1995.
- [37] Knapp, W.; Raabe, J.: *Instabilitäten der Drosselkurve bei Francispumpen mit beschauften Diffusoren; Untersuchung der Einflußgrößen*. Pumpentagung Karlsruhe, Sektion B 3, Kennlinien II, VDMA Frankfurt, 4.–6. Okt. 1988.
- [38] Gottschalk, M.: *Untersuchung der Kennlinienstetigkeit von Radialventilatoren*. Mitteilungen des Instituts für Strömungslehre und Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe, Nr. 17, S. 1–40, 1974.
- [39] Spohnholtz, H.-H.: *NPSH-Verhalten von Halbaxialpumpen bei Teillast*. Dissertation TU Braunschweig, veröffentlicht in: Mitteilungen

- des Pfeiderer-Instituts für Strömungsmaschinen, Heft 4, Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah, 1997.
- [40] Schmidt, Th.; Spohnholtz, H.-H.; Kosyna, G.: *Ein Beitrag zur Wechselwirkung von Kavitation und Teillast-Strömungsphänomenen*. Mitteilungen des Pfeiderer-Instituts für Strömungsmaschinen, Heft 1, S. 119–130, Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah, 1994.
- [41] Schmalfuß, H.G.: *Strömung in parallelwandigen Radialdiffusoren*. Zeitschrift für Flugwissenschaften, Bd. 20, Heft 1/2, S. 22–26, 1972.
- [42] Jansen, W.: *Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser*. Transactions of the ASME, Journal of Basic Engineering, S. 750–758, Dez. 1964.
- [43] Kenull, Th.; Wulff, D.: *Messungen und Kavitationsbeobachtungen an rotierenden Kreiselpumpenlaufrädern – Stand der Meßtechnik am Pfeiderer-Institut*. Mitteilungen des Pfeiderer-Instituts für Strömungsmaschinen, Heft 1, S. 139–146, Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah, 1994.
- [44] Brodersen, S.: *Ein Beitrag zur Messung der Geschwindigkeits- und Druckverteilung im Nachlauf von Ventilatoren- und Pumpenlaufrädern mit Hilfe von zeitlich auflösenden Miniaturdruckaufnehmern*. Forschung im Ingenieurwesen, Bd. 55, Nr. 5, S. 158–163, 1989.
- [45] Brodersen, S.; Wulff, D.: *Measurements of the Pressure and Velocity Distribution in Low-Speed Turbomachinery by Means of High-Frequency Pressure Transducers*. ASME Journal of Turbomachinery, Bd. 114, S. 100–107, Jan. 1992.
- [46] Wuest, W.: *Strömungsmeßtechnik*. Vieweg-Verlag Braunschweig, 1969.
- [47] Kovasznay, L.S.G.; Tani, I.; Kawamura, M.; Fujita, H.: *Instantaneous Pressure Distribution Around a Sphere in Unsteady Flow*. Journal of Fluids Engineering, Heft 103, S. 497–502, Dez. 1981.
- [48] Schlichting, H.; Truckenbrodt, E.: *Aerodynamik des Flugzeuges*. 2. Auflage, Springer-Verlag Berlin, 1967.
- [49] Lamb, H.: *Hydrodynamics*. 6. Auflage, Dover, 1945.
- [50] EUROPUMP: *NPSH bei Kreiselpumpen*. Maschinenbau-Verlag, Frankfurt/M., 1979.
- [51] ISO 2548: *Centrifugal, Mixed Flow and Axial Pumps — Code for Acceptance Tests — Class C*. 1. Aufl., 1973.
- [52] Akima, H.: *A New Method of Interpolation and Smooth Curve Fitting Based on Local Procedures*. Journal of the Assc. for Computer Machinery, Bd. 17, Nr. 4, S. 589–602, Okt. 1970.
- [53] Hammitt, F.G.: *Effects of Gas Content upon Cavitation Inception, Performance and Damage*. Journal of Hydraulic Research, Bd. 10, Heft 3, 1972.
- [54] Grein, H.: *Kavitation — eine Übersicht*. Sulzer Forschungsheft, S. 87–112, 1974.
- [55] DIN 1319: *Grundbegriffe der Meßtechnik — Teil 3*. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 1983.
- [56] Horn, K.: *Einführung in die Metrologie*. Vorlesungsumdruck TU Braunschweig, 1986.
- [57] Goldstein, R.J.: *Fluid Mechanics Measurements*. Hemisphere Publishing Corporation; Springer-Verlag Berlin, 1983.
- [58] Treaster, A.L.; Yocum, A.M.: *The Calibration and Application of Five-hole Probes*. ISA Transactions, Bd. 18, Nr. 3, S. 23–34, 1979.
- [59] Yedidia, S.: *Some Causes of Unstable Performance Characteristics of Centrifugal Pumps*. ASME Fluid Engineering Conference, März 1972.
- [60] Wagenbreth, H.; Blanke, W.: *Die Dichte des Wassers im Internationalen Einheitensystem und in der Internationalen Praktischen Temperaturskala von 1968*. PTB-Mitteilungen 6/71, S. 412–415, 1971.
- [61] Harting, P.E.: *Zur einheitlichen Berechnung von Kühltürmen*. Dissertation TU Braunschweig, 1977.

Anhang



Nicht dargestellt sind:

- Befüll- und Entleersystem
- Druckluftleitung zum Standrohr
- Anschluß für Vakuumpumpe an das Standrohr
- Kühlkreislauf

Bild A1: Versuchskreislauf mit parallelwandigem Leitring

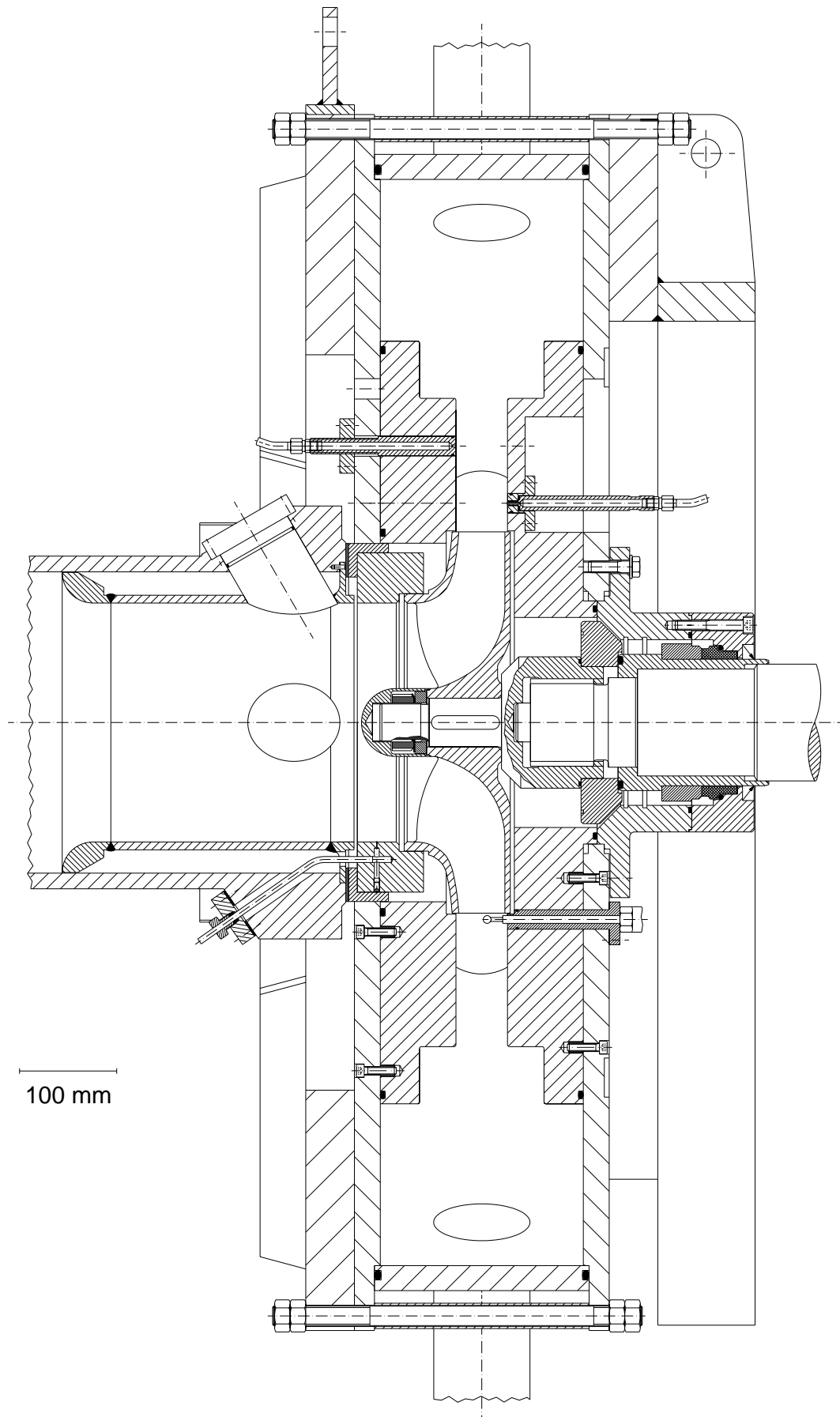
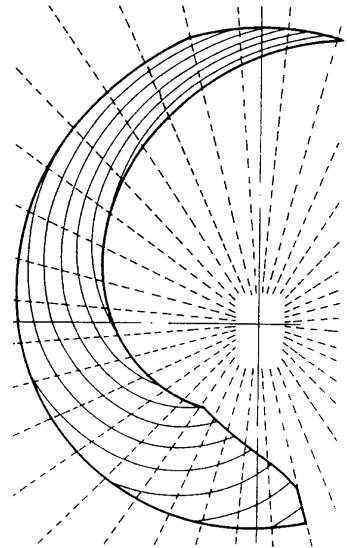
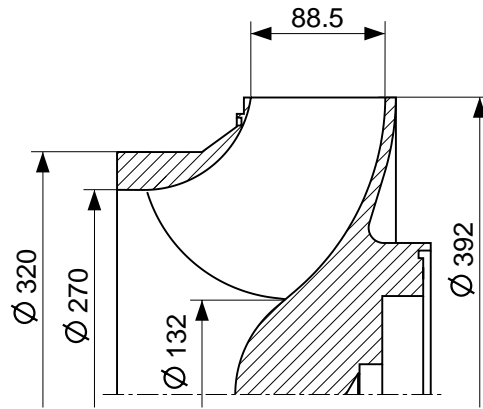
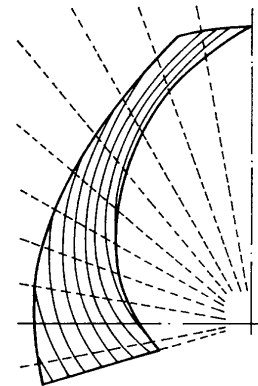
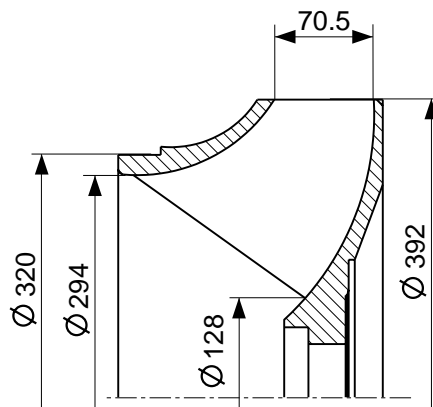


Bild A2: Parallelwandiger Leitring (Radialdiffusor) für Laufrolle C

Laufrad A
($n_q \approx 61$, $z = 5$)



Laufrad B
($n_q \approx 61$, $z = 7$)



Laufrad C
($n_q \approx 47$, $z = 7$)

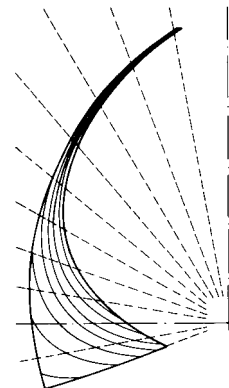
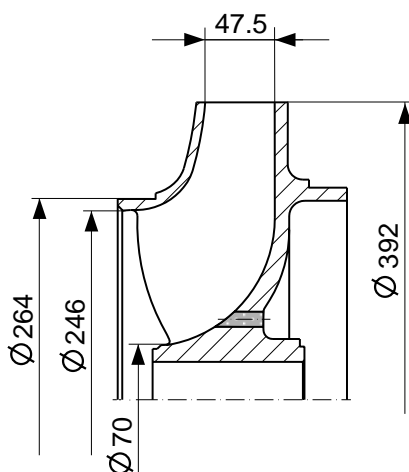


Bild A3: Meridianschnitt und Schaufel-Grundriß der Laufräder A, B und C

| | A | B | C |
|-----------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| $n_{Spirale}$ | 1440 1/min | 1440 1/min | 1200 1/min |
| $\dot{V}_{opt, Spirale}$ | 1020 m ³ /h | 1400 m ³ /h | 740 m ³ /h |
| $H_{opt, Spirale}$ | 29.1 m | 36.0 m | 26.1 m |
| $\eta_{opt, Spirale}$ | 0.81 | 0.83 | 0.87 |
| $NPSH_{3\%, opt, Spirale}$ | 3.6 m | 9.0 m | 4.4 m |
| $n_{q, Spirale}$ | 61 | 61 | 47 |
| $S_{q, Spirale}$ | 0.88 | 0.52 | 0.54 |
| $n_{Leitring}$ | 1440 1/min | 1200 1/min | 1200 1/min |
| $\dot{V}_{stf, innen}$ | ≈1370 m ³ /h | ≈1570 m ³ /h | ≈1320 m ³ /h |
| $\dot{V}_{stf, aussen}$ | ≈1000 m ³ /h | ≈1670 m ³ /h | ≈490 m ³ /h |
| $\dot{V}_{opt, Leitring}$ | 1100 m ³ /h | 1650 m ³ /h | 1000 m ³ /h |
| $H_{opt, Leitring}$ | 24.0 m | 19.8 m | 19.3 m |
| $\eta_{opt, Leitring}$ | 0.78 | 0.86 | 0.84 |
| $NPSH_{3\%, opt, Leitring}$ | 7.7 m | ≈5.8 m | 5.6 m |
| $n_{q, Leitring}$ | 73 | 87 | 69 |
| $S_{q, Leitring}$ | 0.52 | 0.65 | 0.52 |
| z | 5 | 7 | 7 |
| d_{1i} | 132 mm | 128 mm | 70 mm |
| d_{1a} | 270 mm | 294 mm | 246 mm |
| β_{1i} | 35.0 ° | 38.5 ° | 66.0 ° |
| β_{1a} | 16.0 ° | 20.5 ° | 14.0 ° |
| $d_{2i} = d_{2a}$ | 392 mm | 392 mm | 392 mm |
| β_{2i} | 21.5 ° | 30.5 ° | 24.5 ° |
| β_{2a} | 10.0 ° | 30.5 ° | 27.0 ° |
| b_2 | 88.5 mm | 70.5 mm | 47.5 mm |
| φ_i | 162 ° | 106 ° | 110 ° |
| φ_a | 180 ° | 92 ° | 108 ° |

Anmerkungen:

- Die Meßwerte von Laufrad B für das Spiralgehäuse wurden mit dem Original-Laufrad (Ø 405 mm) vom Hersteller ermittelt.
- Die Saugkennzahl S_q wird mit dem 3%-Förderhöhenabfall-Kriterium für den Optimalvolumenstrom \dot{V}_{opt} berechnet: $S_q = n \cdot \frac{\sqrt{\dot{V}_{opt}}}{(g \cdot NPSH_{3\%, opt})^{0.75}}$
- Der Zahlenwert $NPSH_{3\%, opt, Leitring}$ für Laufrad B wurde extrapoliert, weil der entsprechende Kavitationsversuch wegen zu großer Anlagenverluste abgebrochen werden mußte.
- Die Berechnung der \dot{V}_{stf} erfolgte unter der Annahme einer konstanten Geschwindigkeit c_{0m} entlang der durch die jeweilige Flußlinie gehenden Normallinie.

Tafel A1: Technische Daten der untersuchten Laufräder A, B und C

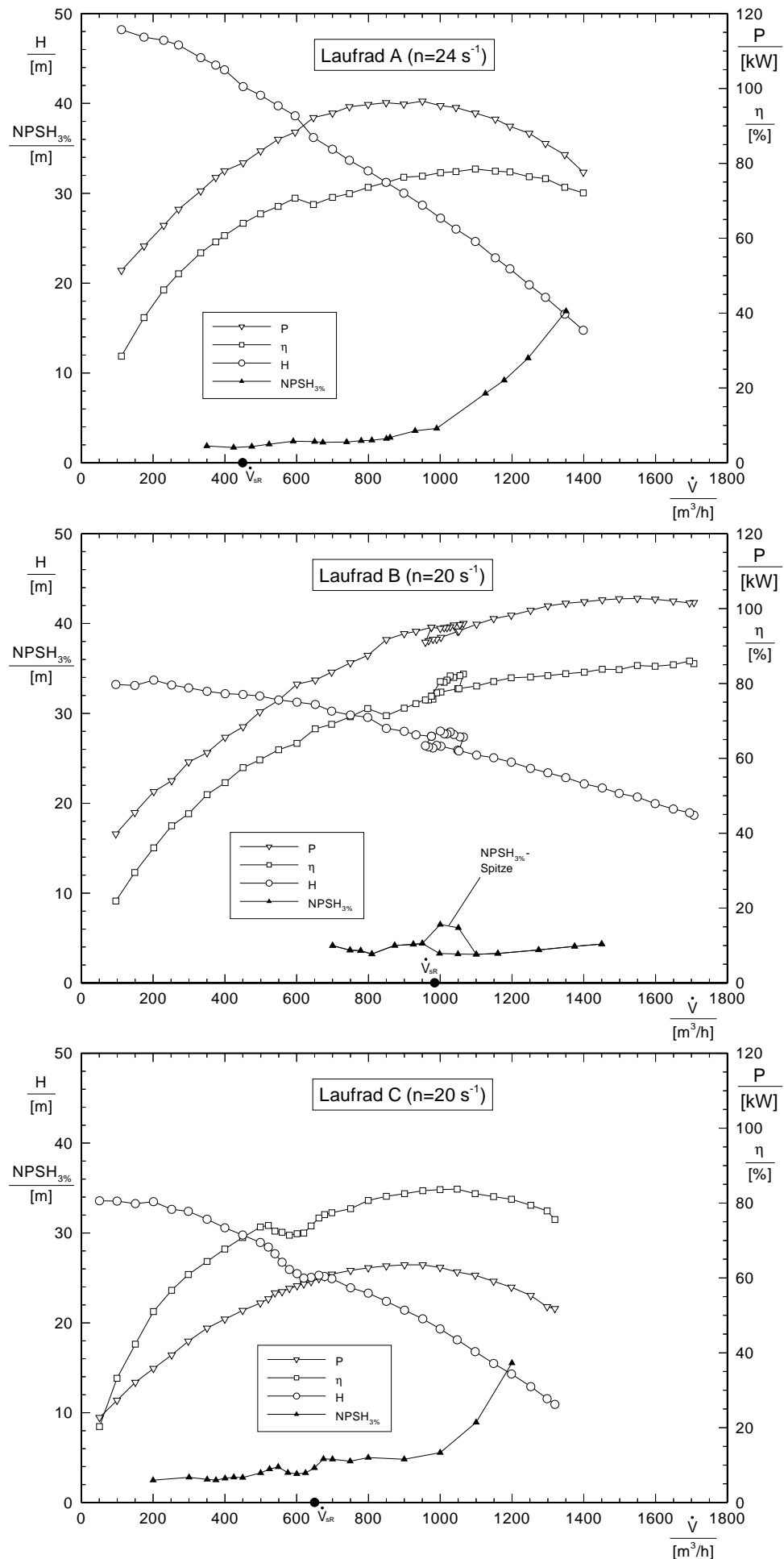


Bild A4: Kennlinien der drei untersuchten Laufräder im Radialdiffusor

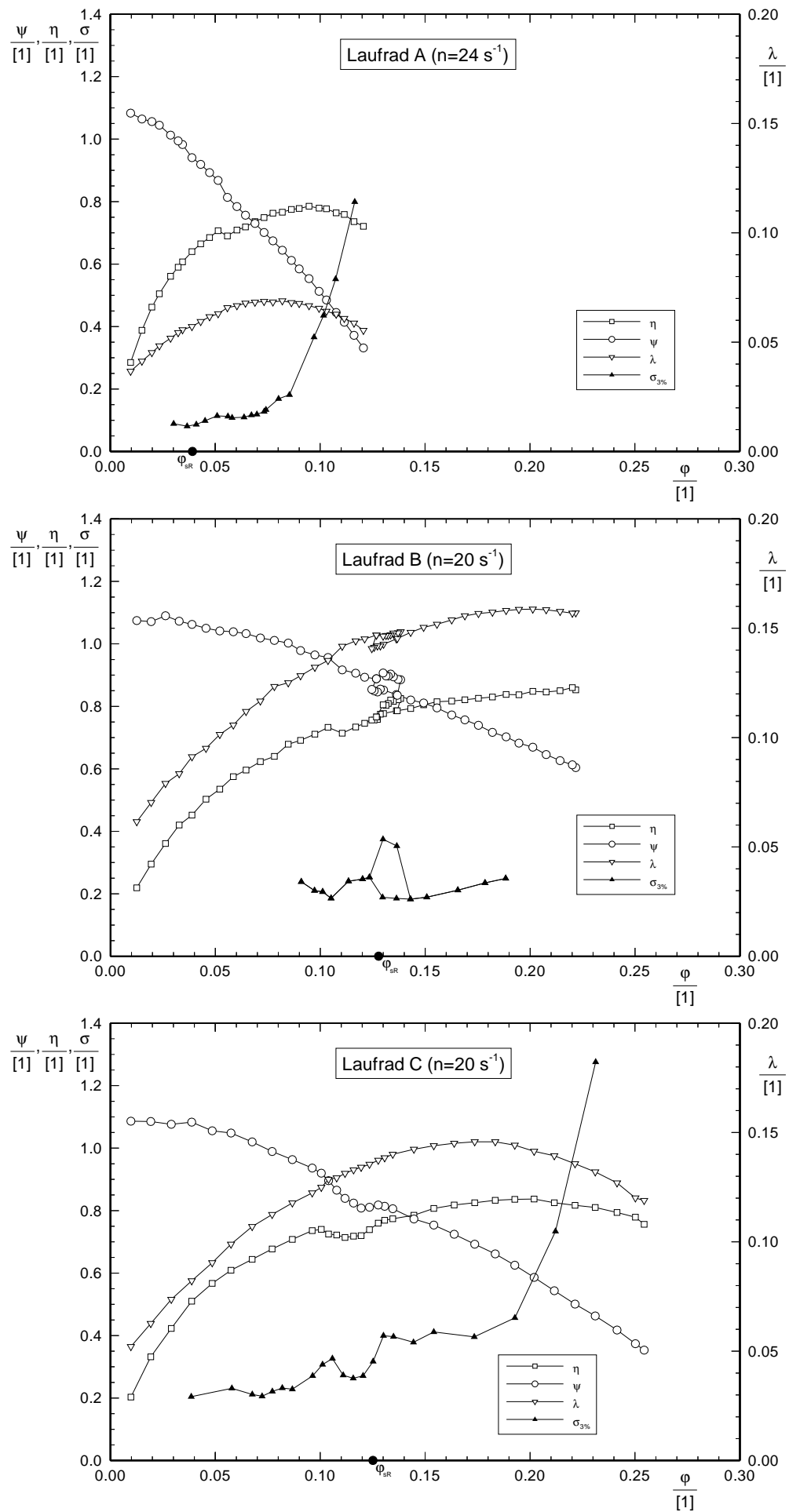


Bild A5: Dimensionslose Kennlinien der drei untersuchten Laufräder im Radialdiffusor

| Meßgröße, Einheit | Meßgerät, max. Meßunsicherheit | Meßbereich, Hersteller |
|---|--|---|
| Differenz des stat. Druckes zwischen saugseitiger Meßebe und Umgebung $p_S - p_b$ [bar] | Differenzdruckaufnehmer mit DMS-Vollbrücke, unidirektional $\Delta p = \pm 0.35 \% \text{ v.E.}$ | 0.....5 bar (kalibriert -1.....+5 bar) SCHAEVITZ, Typ 2101-0003 |
| Differenz des stat. Druckes zwischen druckseitiger und saugseitiger Meßebe $p_D - p_S$ [bar] | Differenzdruckaufnehmer mit DMS-Vollbrücke, unidirektional $\Delta p = \pm 0.35 \% \text{ v.E.}$ | 0.....5 bar (kalibriert 0.....5 bar) SCHAEVITZ , Typ 2101-0003 |
| Differenz des stat. Druckes zwischen den Druckmeßbohrungen im Radialdiffusor und der saugseitigen Meßebe $p_U - p_S$ [bar] | Differenzdruckaufnehmer mit DMS-Vollbrücke, bidirektional $\Delta p = \pm 0.35 \% \text{ v.E.}$ | -5.....+5 bar (kalibriert -1.....+5 bar) SCHAEVITZ , Typ 2101-0003 |
| Differenz des stat. Druckes zwischen der Druckmeßbohrung unmittelbar vor dem Laufradeintritt und der saugseitigen Meßebe $p_Z - p_S$ [bar] | Differenzdruckaufnehmer mit DMS-Vollbrücke, bidirektional $\Delta p = \pm 0.35 \% \text{ v.E.}$ | -5.....+5 bar (kalibriert -1.....+5 bar) SCHAEVITZ , Typ 2101-0003 |
| Förderstrom \dot{V} [m³/h] | Magnetisch induktiver Durchflußmesser; im Bereich zwischen 10 % und 100 % v.E.: $\Delta \dot{V} = \pm 0.15 \% \text{ v.M.}$ | 0.....2000 m³/h FISCHER & PORTER, Typ COPA-X DN 300 |
| Reaktionskraft zur Bestimmung des Antriebsmoments F_R [N] | Wägezelle mit DMS-Vollbrücke $\Delta F_R = \pm 0.1 \% \text{ v.E.}$ | 0.....100 kg HOTTINGER BALDWIN MESSTECHNIK, Typ U2A |
| Drehzahl n [1/min] | Magnetisch induktiver Impulsgeber, Zahnscheibe und Impulszähler $\Delta n = \pm 3 \text{ min}^{-1}$ | max. Meßfrequenz > 5 kHz (entspr. $n > 3000 \text{ min}^{-1}$) HARTMANN & BRAUN Impulsz.: LEADER LDC-822A |
| Temperaturen T, T_{Oel} [°C] | Widerstandsthermometer $\Delta T = \pm 0.25 \text{ °C}$ | 0.....150 °C HARTMANN & BRAUN, Pt 100 |

v.E. = vom Endwert, v.M. = vom Meßwert

$\Delta \dots$ wird für die nichterkennbaren systematischen Fehler u_s in Gleichung 26 eingesetzt

Tafel A2: Meßgrößen, Meßwertaufnehmer und Meßunsicherheiten

Zur Approximation der temperaturabhängigen Stoffgrößen Dichte und Dampfdruck werden die folgenden Gleichungen verwendet:

Dichte $\varrho(T)$ in $[\text{kg/m}^3]$ nach *Wagenbreth* und *Blanke* [60]:

$$\rho(T) = \sum_{n=0}^5 C_n \cdot T^n$$

mit

$$\begin{array}{ll} C_0 = 999.8396 & C_1 = 6.7983 \cdot 10^{-2} \\ C_2 = -9.1060 \cdot 10^{-3} & C_3 = 1.0053 \cdot 10^{-4} \\ C_4 = -1.1267 \cdot 10^{-6} & C_5 = 6.5918 \cdot 10^{-9} \end{array}$$

T in $[\text{°C}]$

Dampfdruck $p_T(T)$ in $[\text{N/m}^2]$ nach *Harting* [61] (Sättigungszustand):

$$p_T(T) = 100 \cdot e^{A \cdot (B - \frac{C}{X} - D \cdot X + E \cdot X^2)}$$

mit

$$\begin{array}{ll} A = \ln 10 & B = 12.8278 \\ C = 10.1141 & D = 2.3578 \\ E = 0.4300 & X = 1 + T/273.15^\circ\text{C} \end{array}$$

T in $[\text{°C}]$

Tafel A3: Berechnung der temperaturabhängigen Stoffgrößen von Wasser

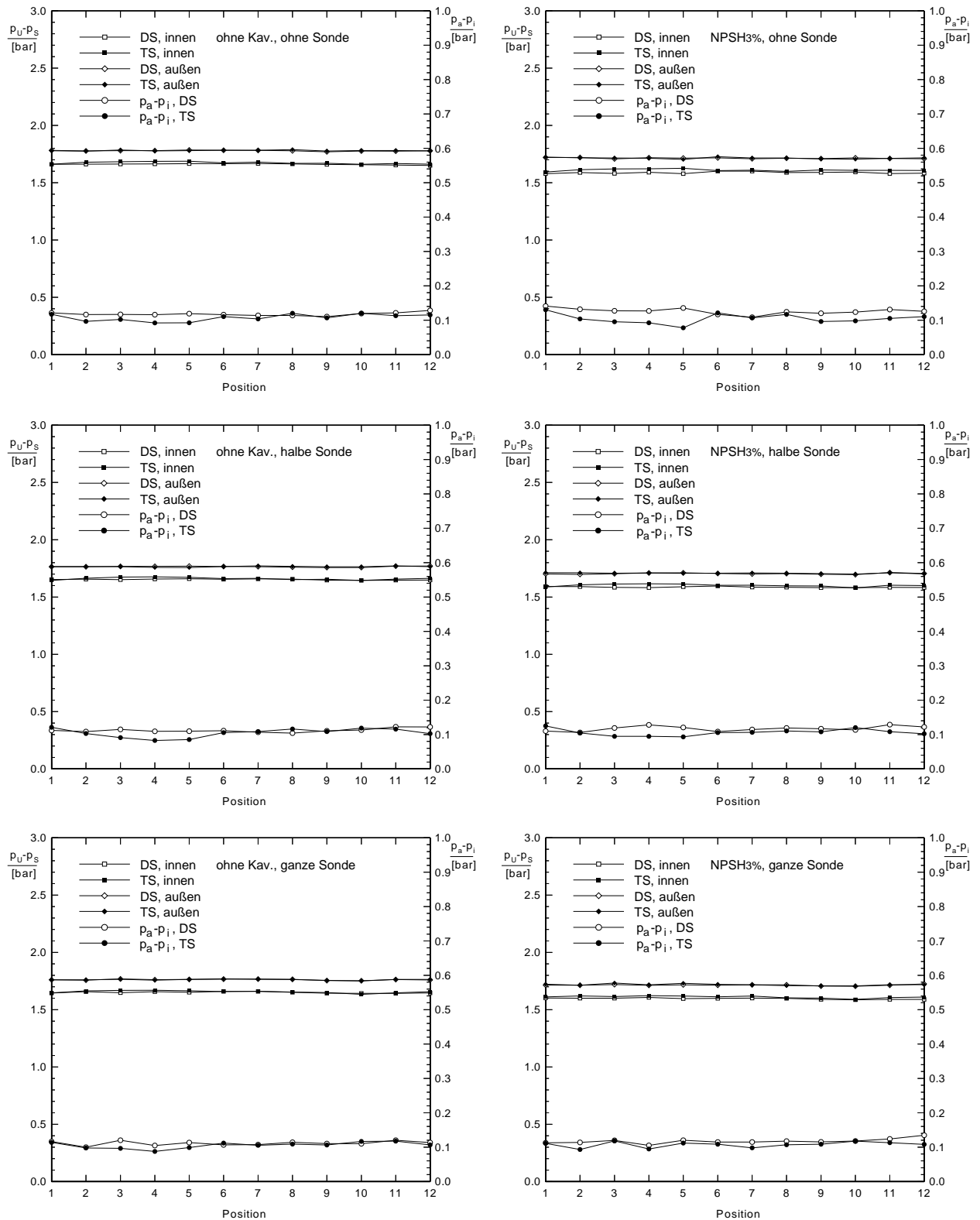


Bild A6: Umfangs-Druckverteilung im Radialdiffusor ($\dot{V} = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$)

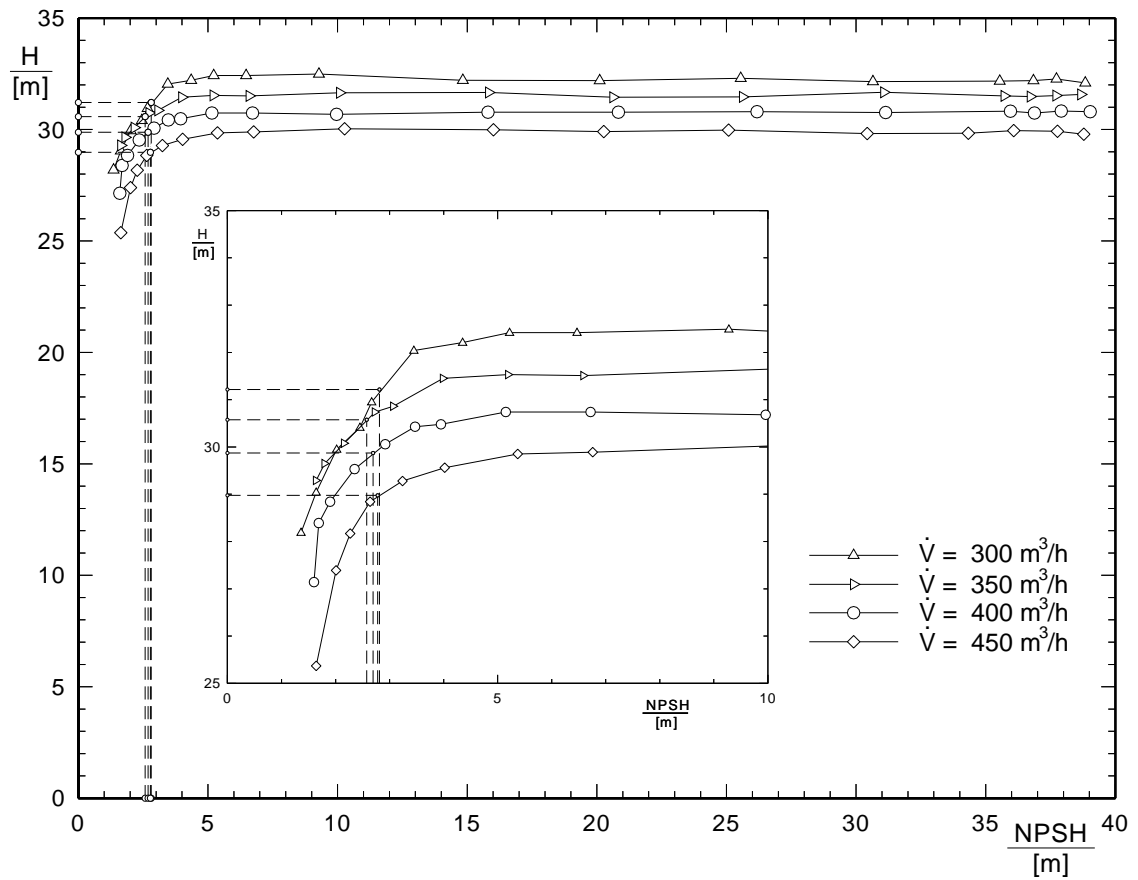


Bild A7: $NPSH$ -Kennlinien für den Volumenstrombereich von $\dot{V}=300 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=450 \text{ m}^3/\text{h}$

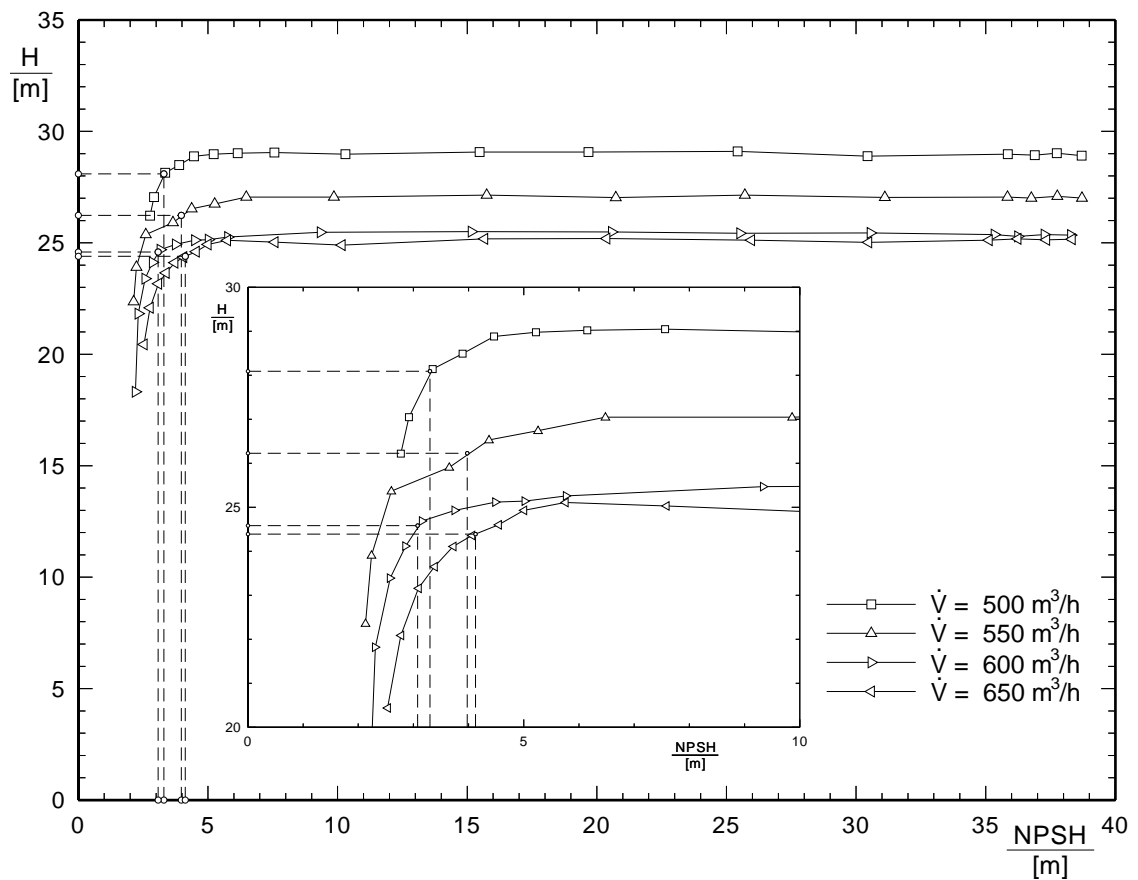


Bild A8: $NPSH$ -Kennlinien für den Volumenstrombereich von $\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$

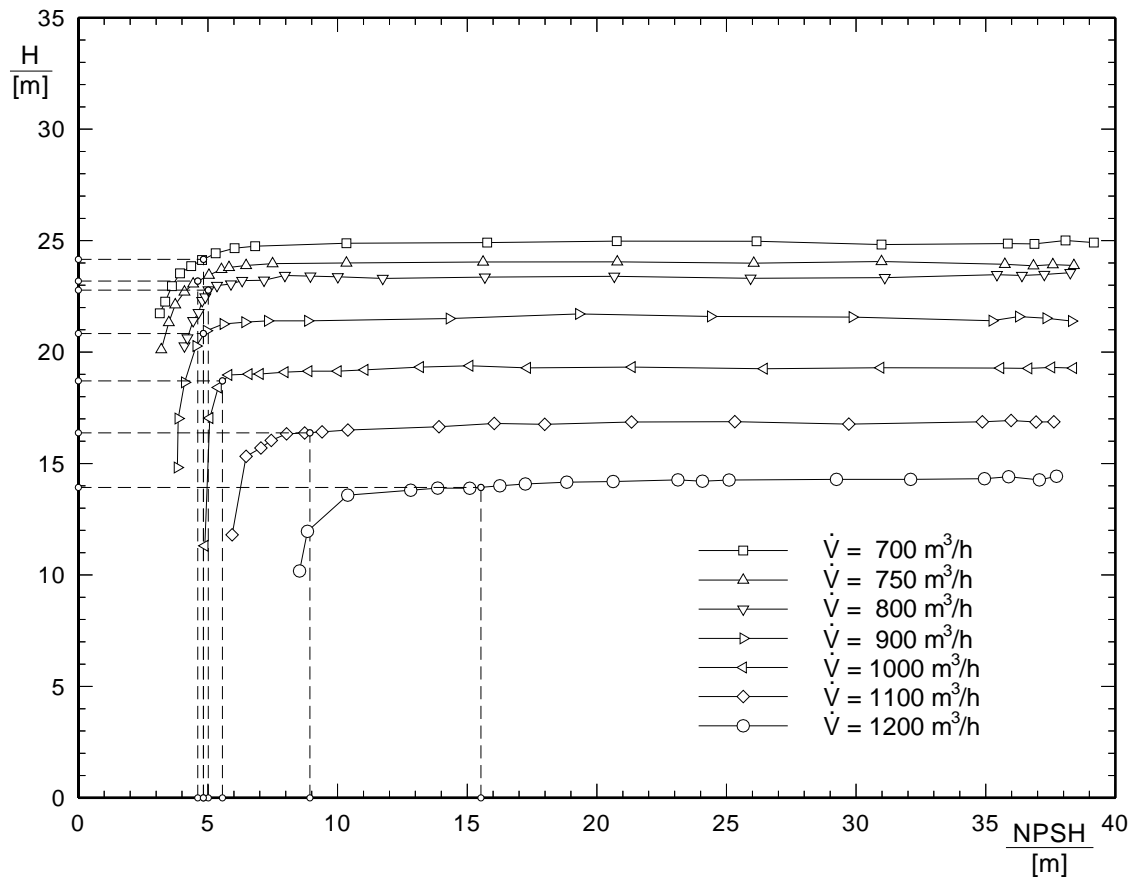


Bild A9: $NPSH$ -Kennlinien für den Volumenstrombereich von $\dot{V}=700 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $\dot{V}=1200 \text{ m}^3/\text{h}$

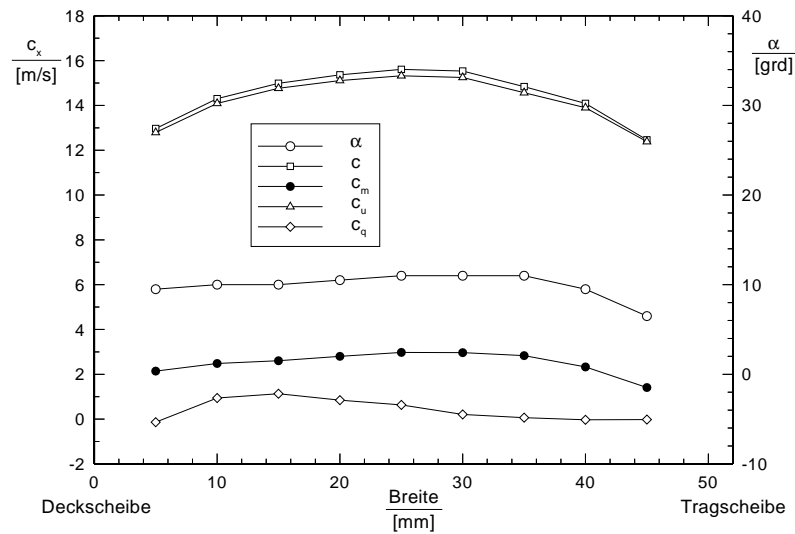


Bild A10: Strömungsgrößen in der Sondenmeßebebene "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=400 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{v \text{ or } h}=28 \text{ m}$)

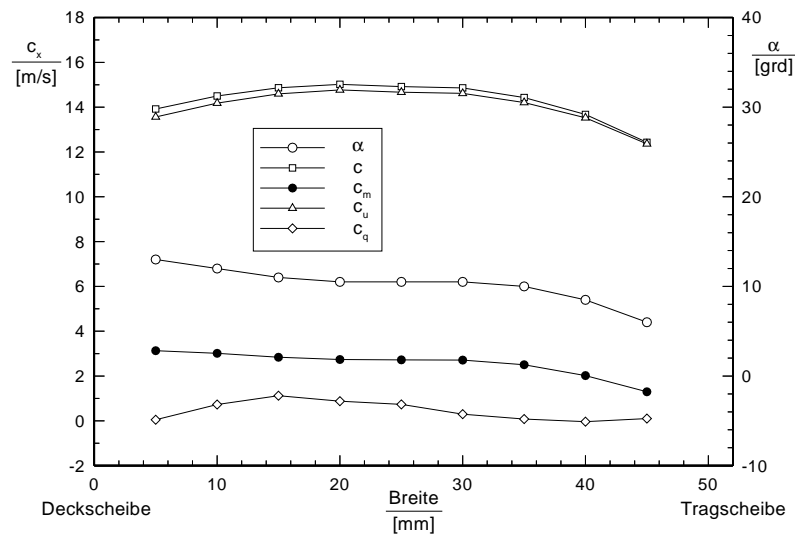


Bild A11: Strömungsgrößen in der Sondenmeßebebene "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=450 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{v \text{ or } h}=28 \text{ m}$)

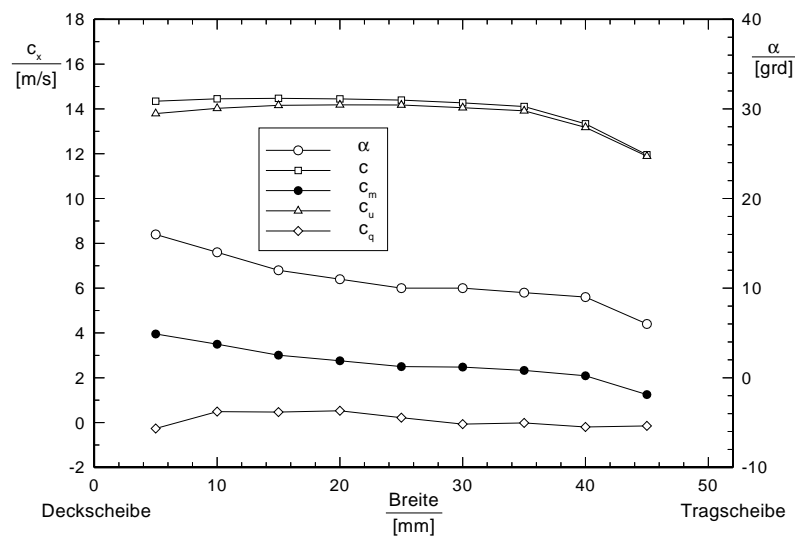


Bild A12: Strömungsgrößen in der Sondenmeßebebene "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=500 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{v \text{ or } h}=29 \text{ m}$)

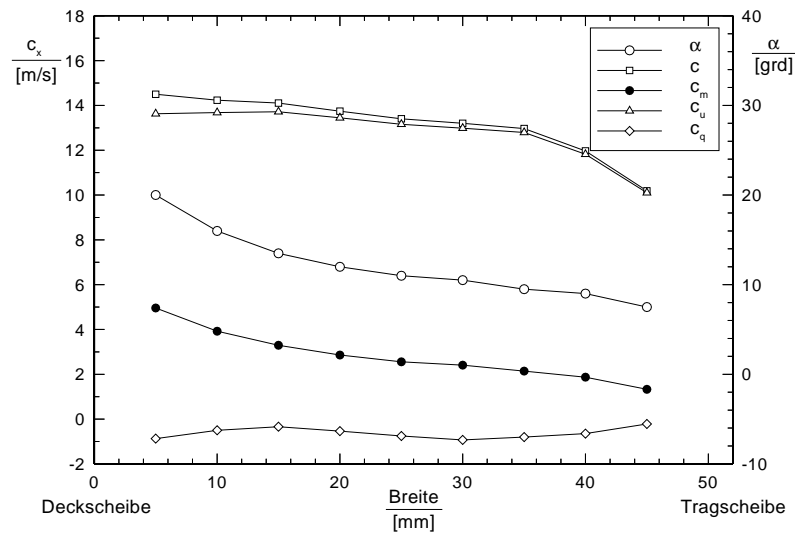


Bild A13: Strömungsgrößen in der Sondenmeßebene "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=550 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{v \text{ or } h}=29 \text{ m}$)

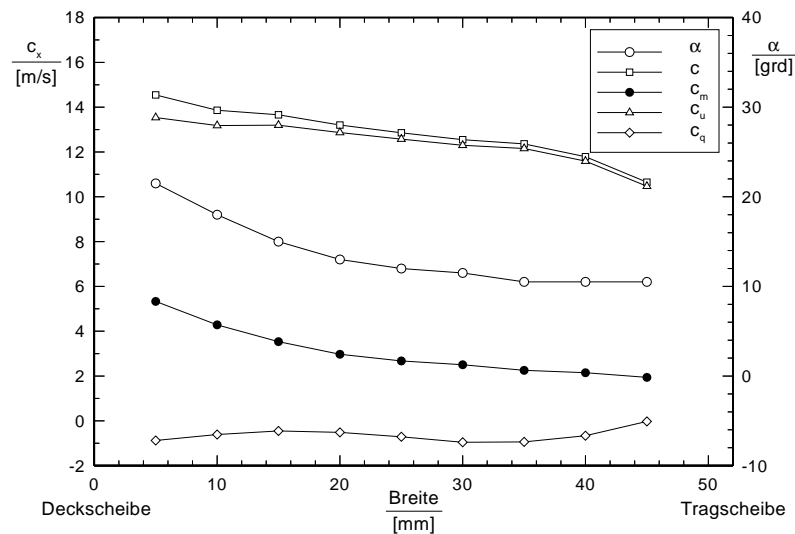


Bild A14: Strömungsgrößen in der Sondenmeßebene "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=600 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{v \text{ or } h}=29 \text{ m}$)

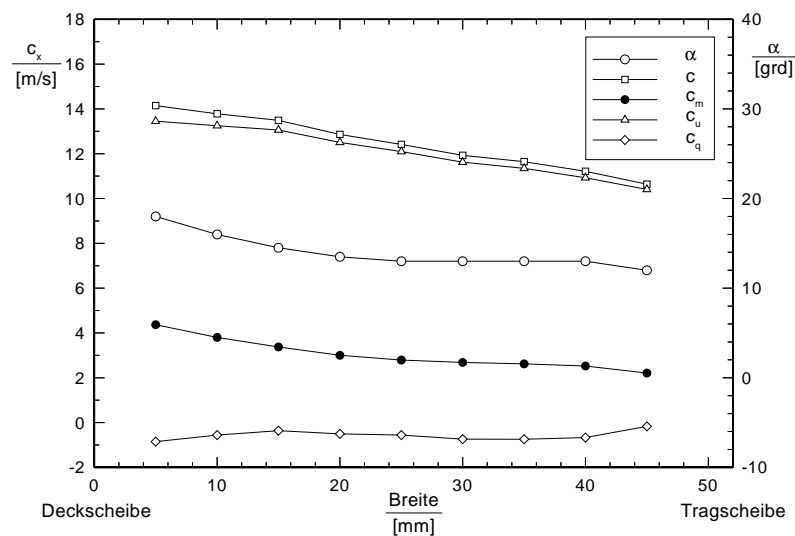


Bild A15: Strömungsgrößen in der Sondenmeßebene "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=650 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{v \text{ or } h}=31 \text{ m}$)

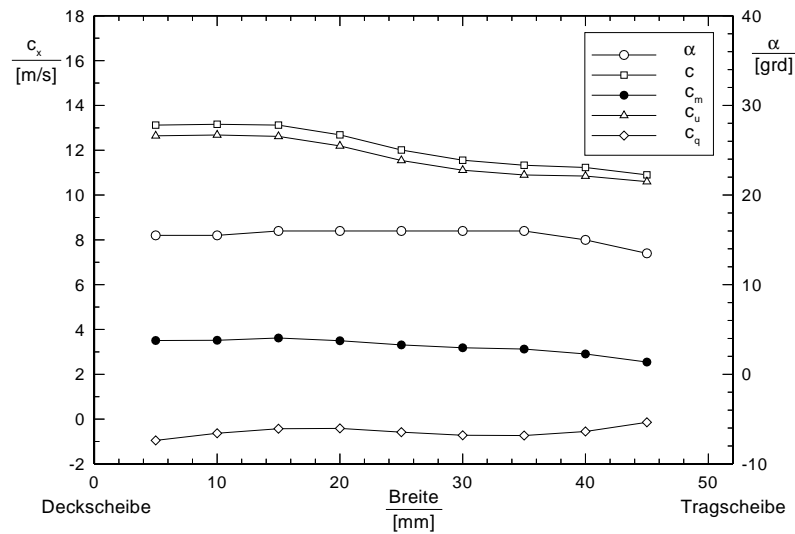


Bild A16: Strömungsgrößen in der Sondenmeßebebene "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=700 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{v \text{ or } h}=31 \text{ m}$)

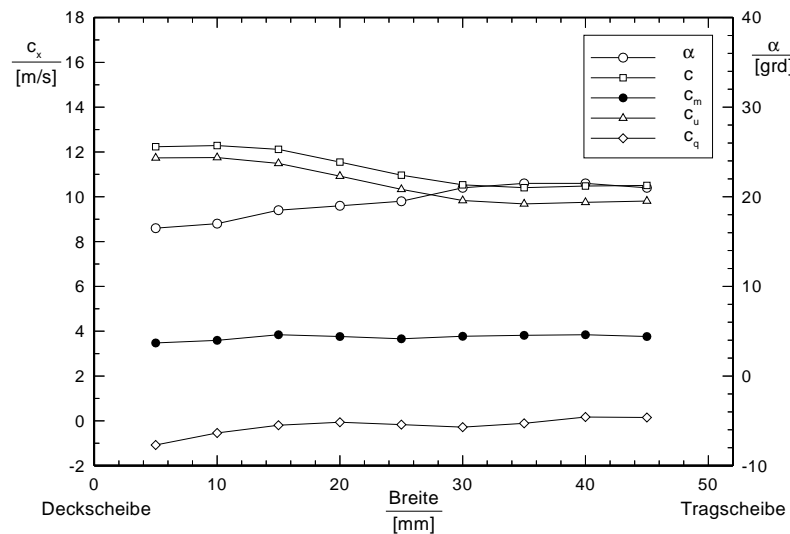


Bild A17: Strömungsgrößen in der Sondenmeßebebene "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=800 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{v \text{ or } h}=30 \text{ m}$)

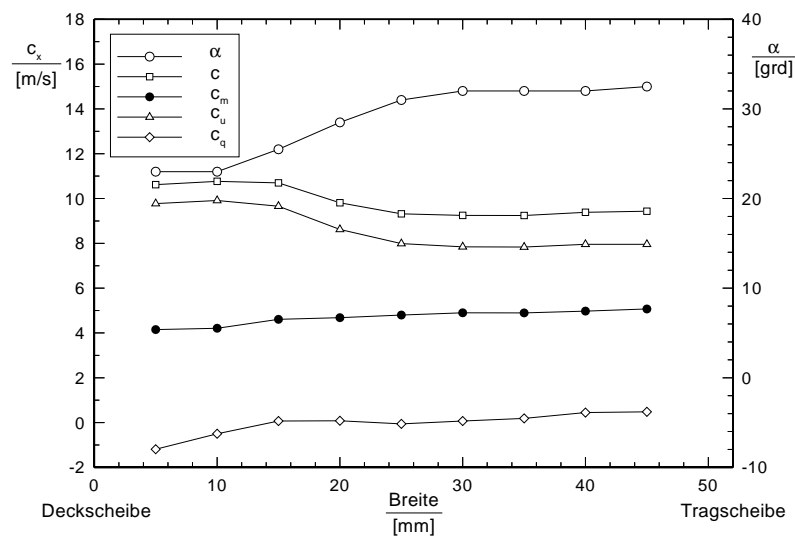


Bild A18: Strömungsgrößen in der Sondenmeßebebene "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt ($\dot{V}=1000 \text{ m}^3/\text{h}$, $NPSH_{v \text{ or } h}=30 \text{ m}$)

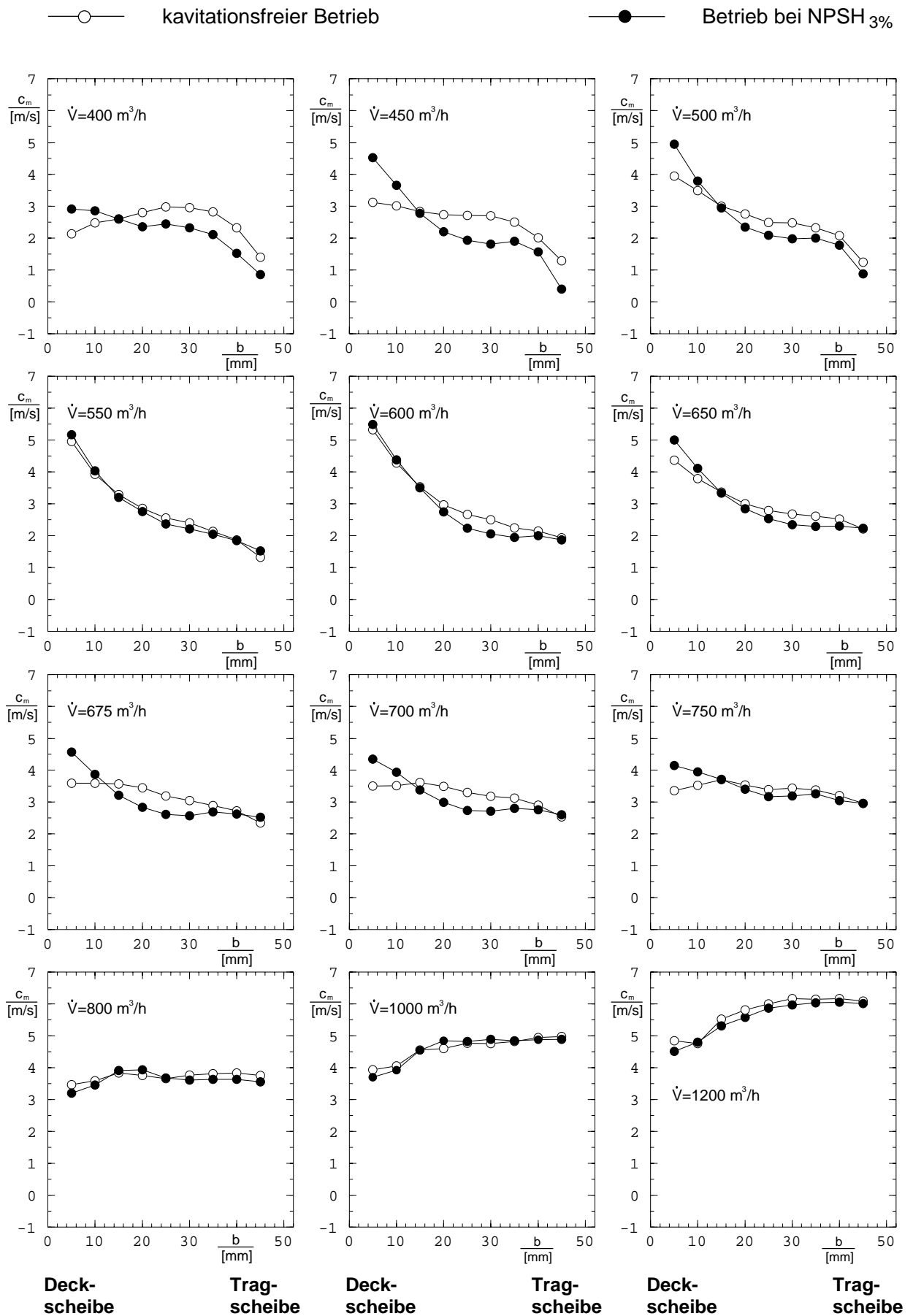
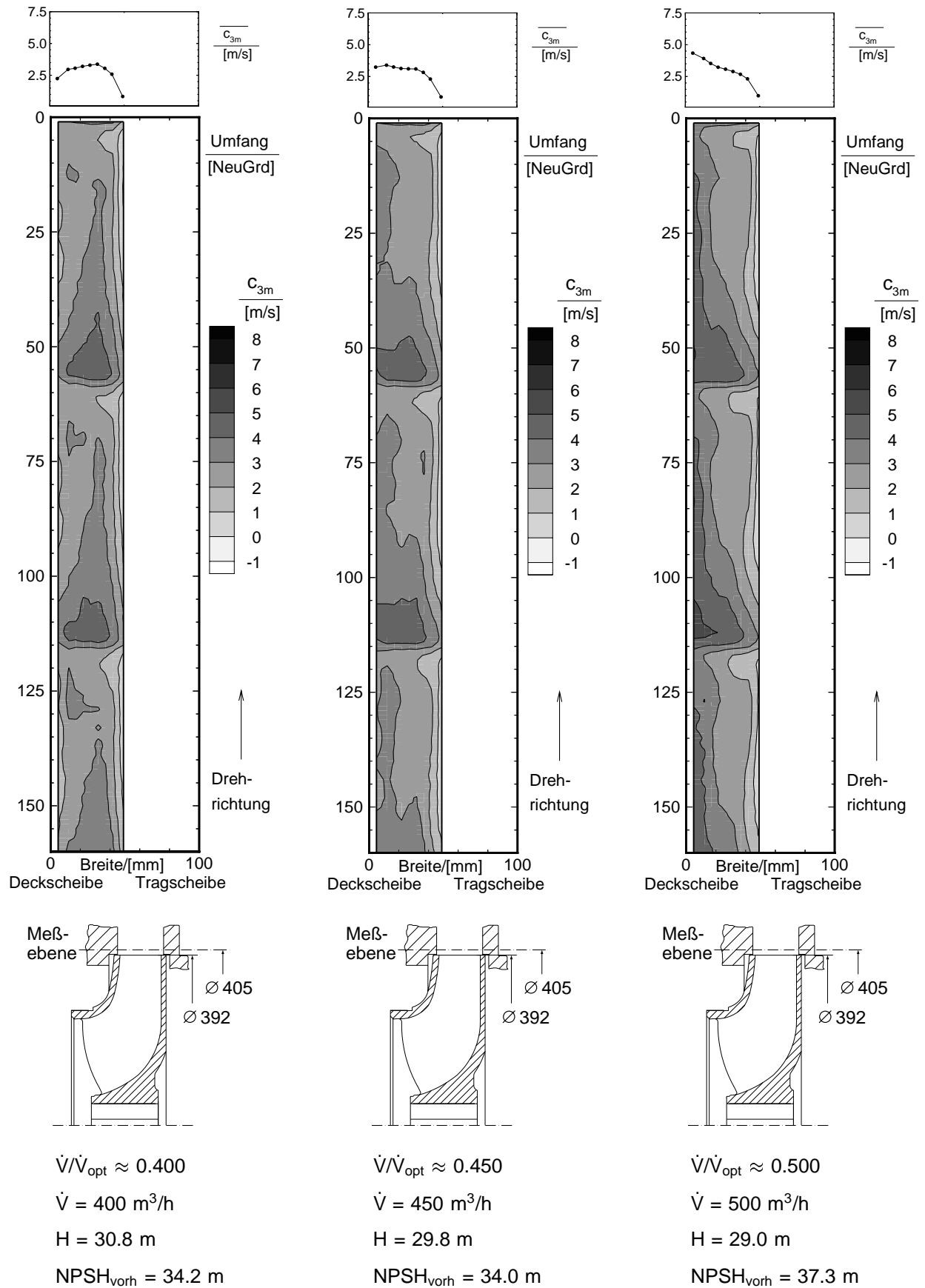
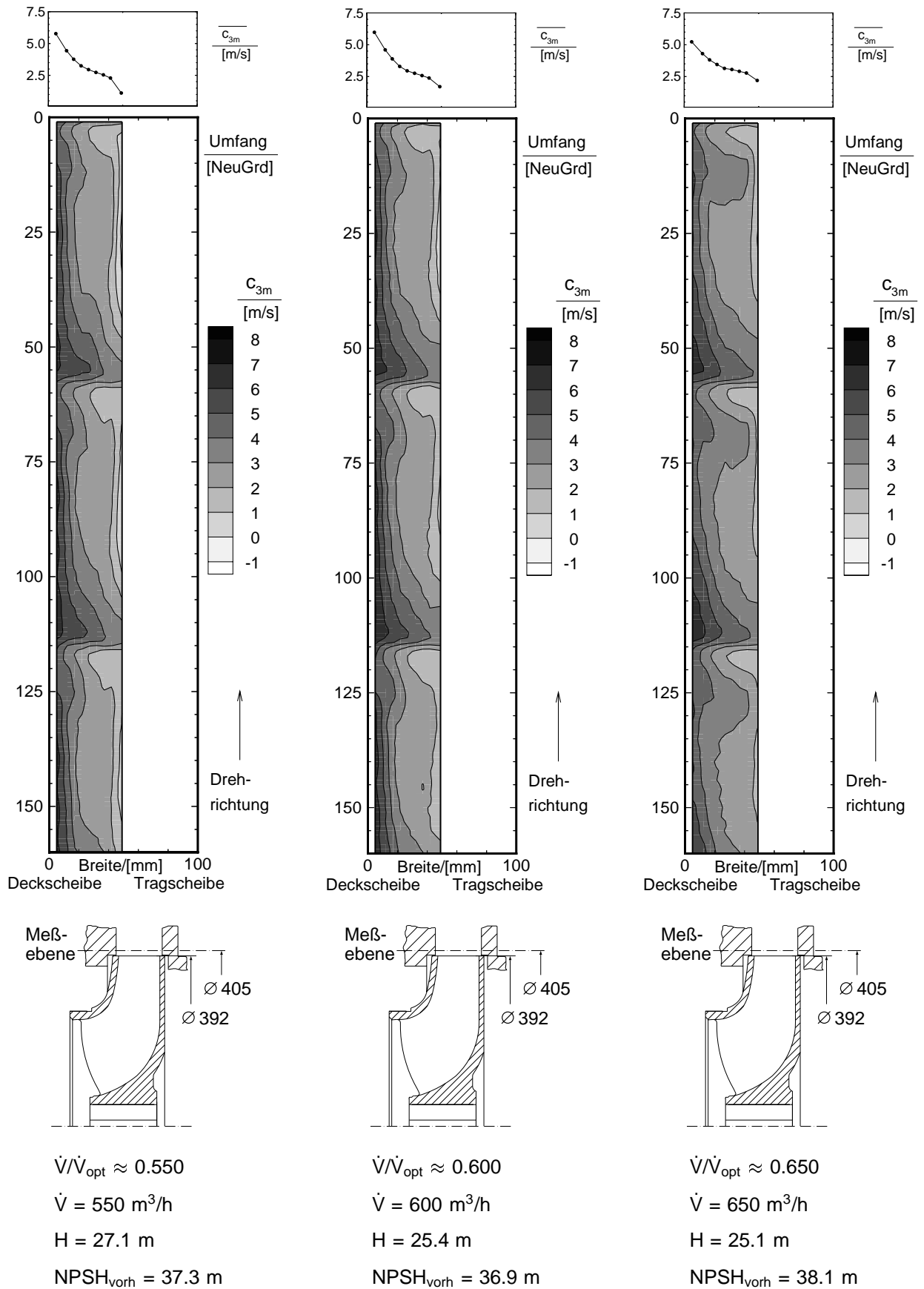
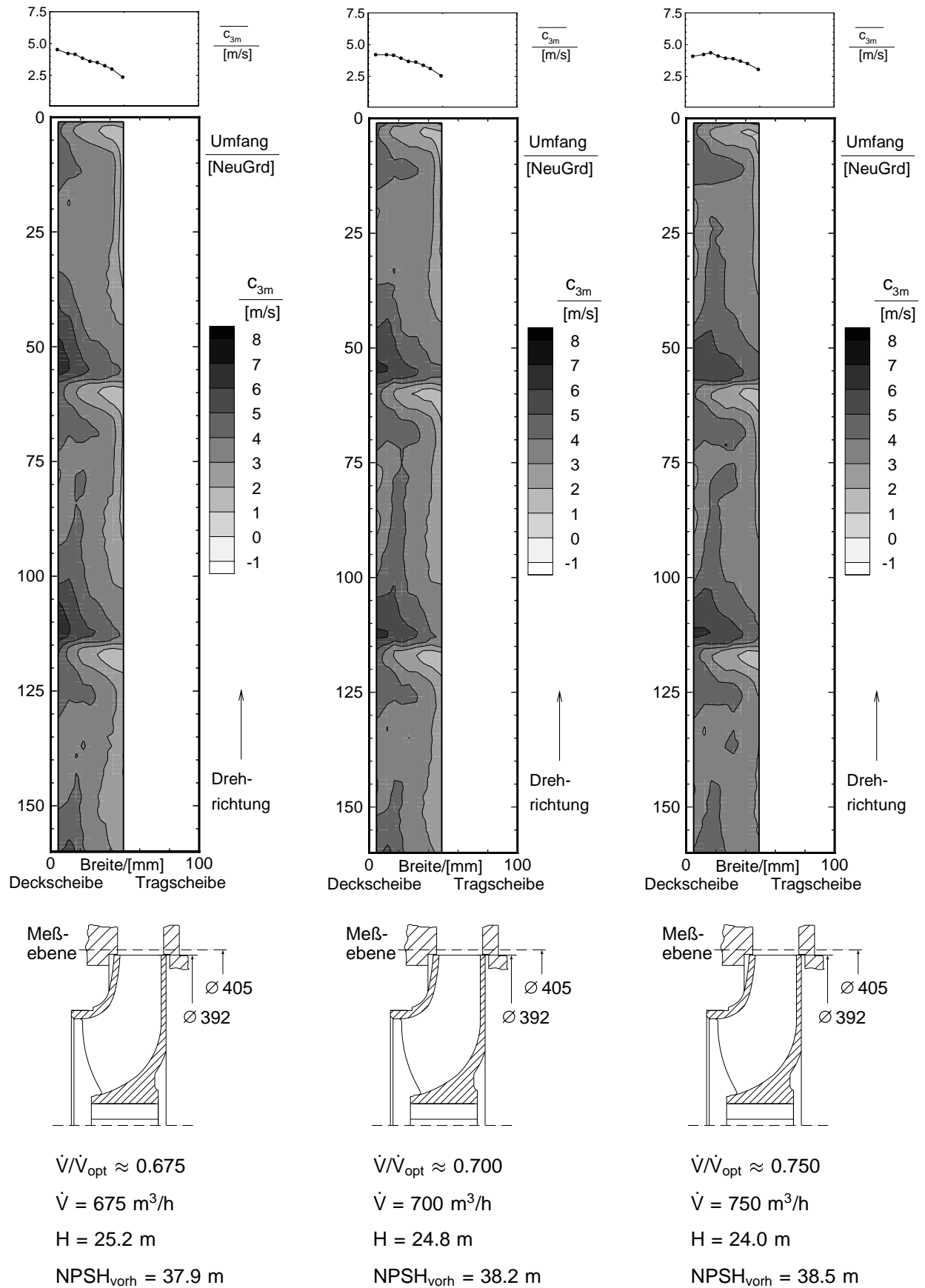


Bild A19: Meridiangeschwindigkeit c_m in der Sondenmeßebene "M" unmittelbar hinter dem Laufradaustritt (Messung mit Fünfloch-Kugelsonde)

Bild A20: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A21: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A22: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

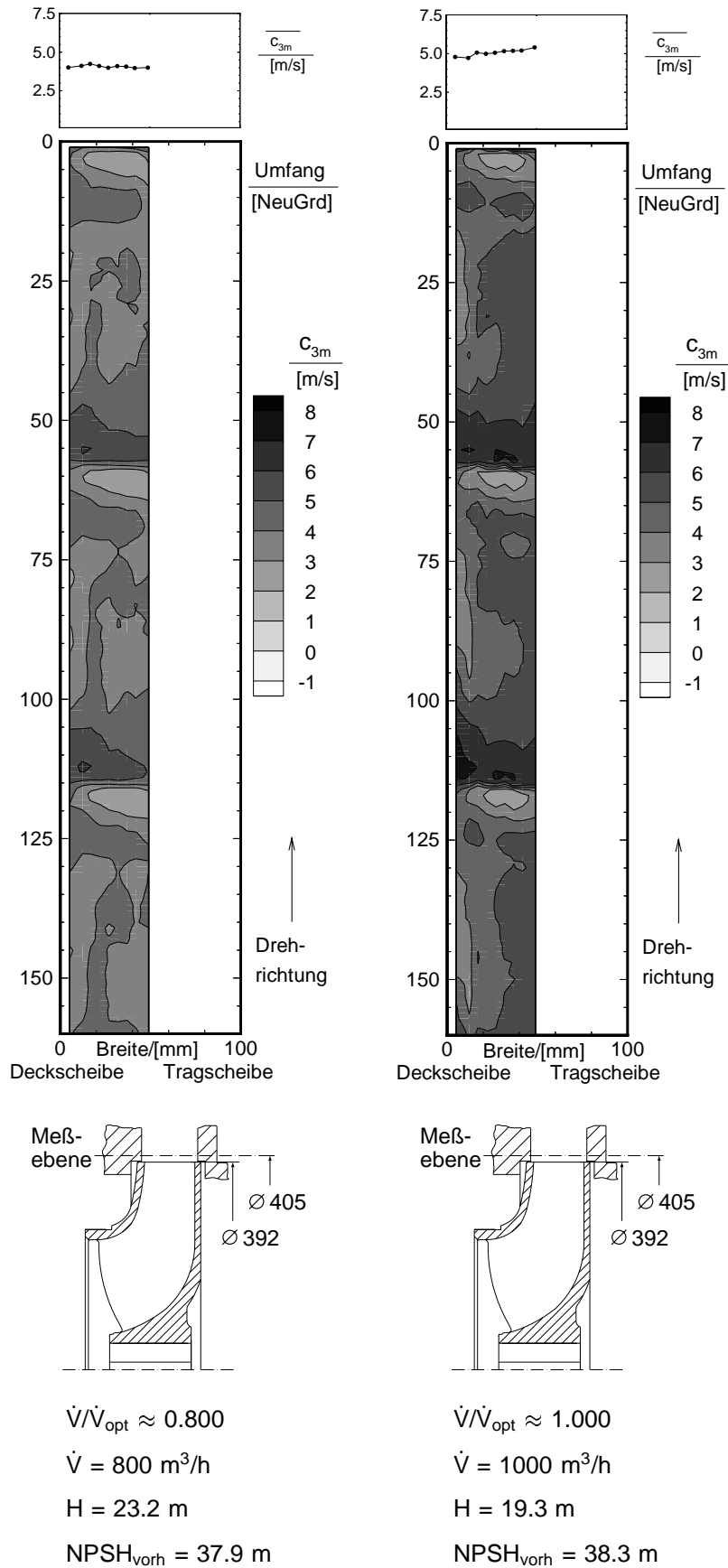
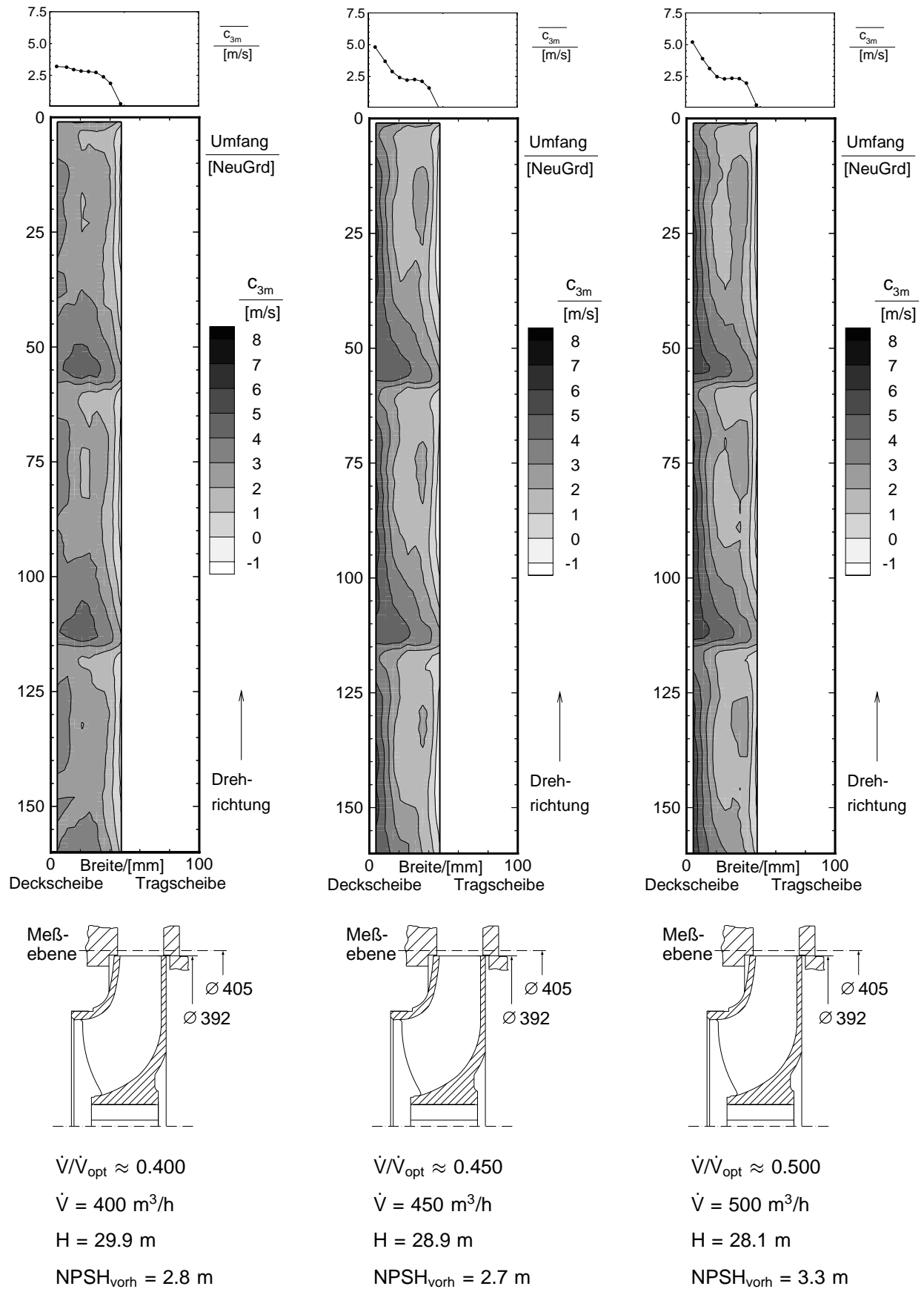
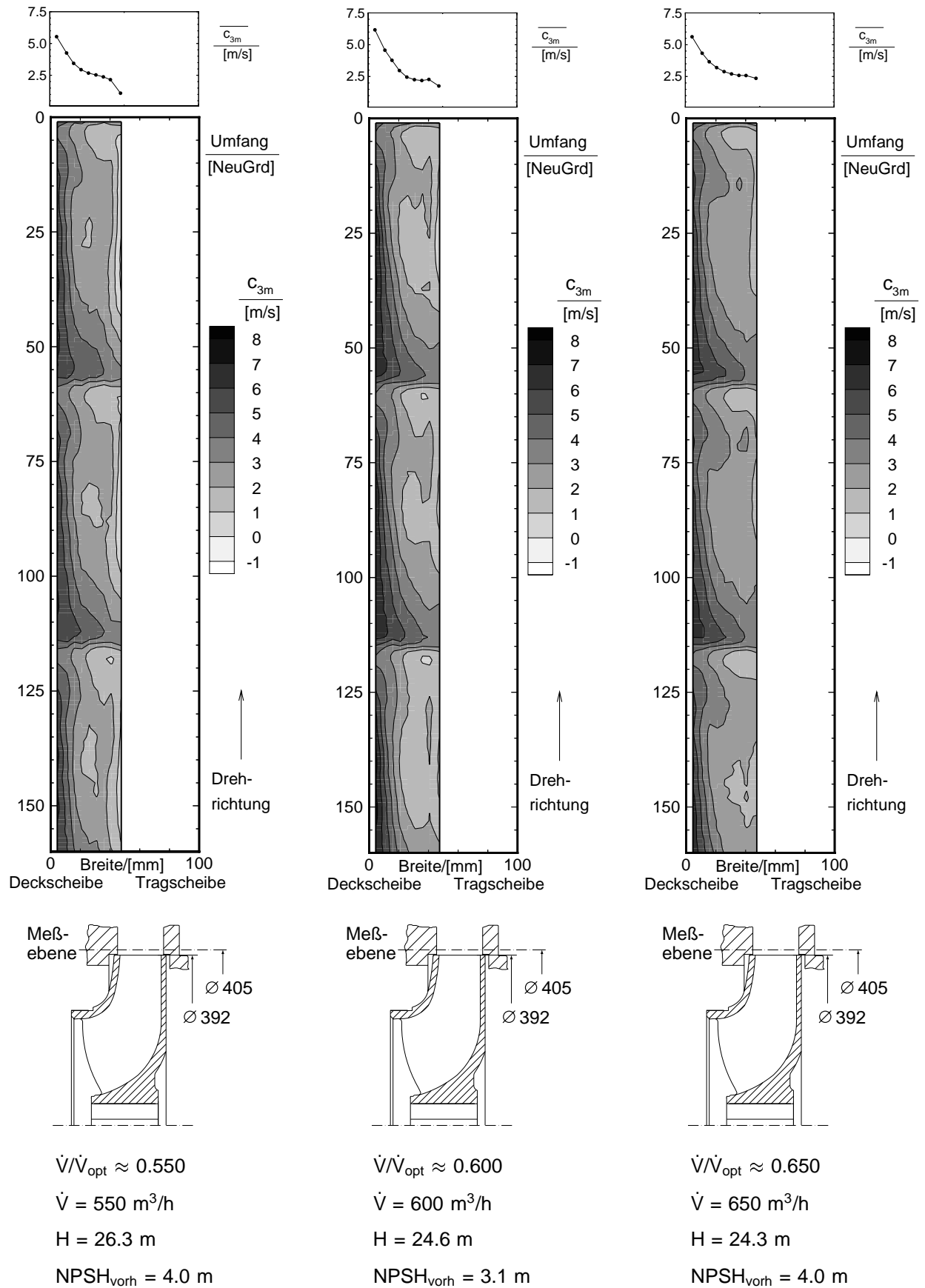
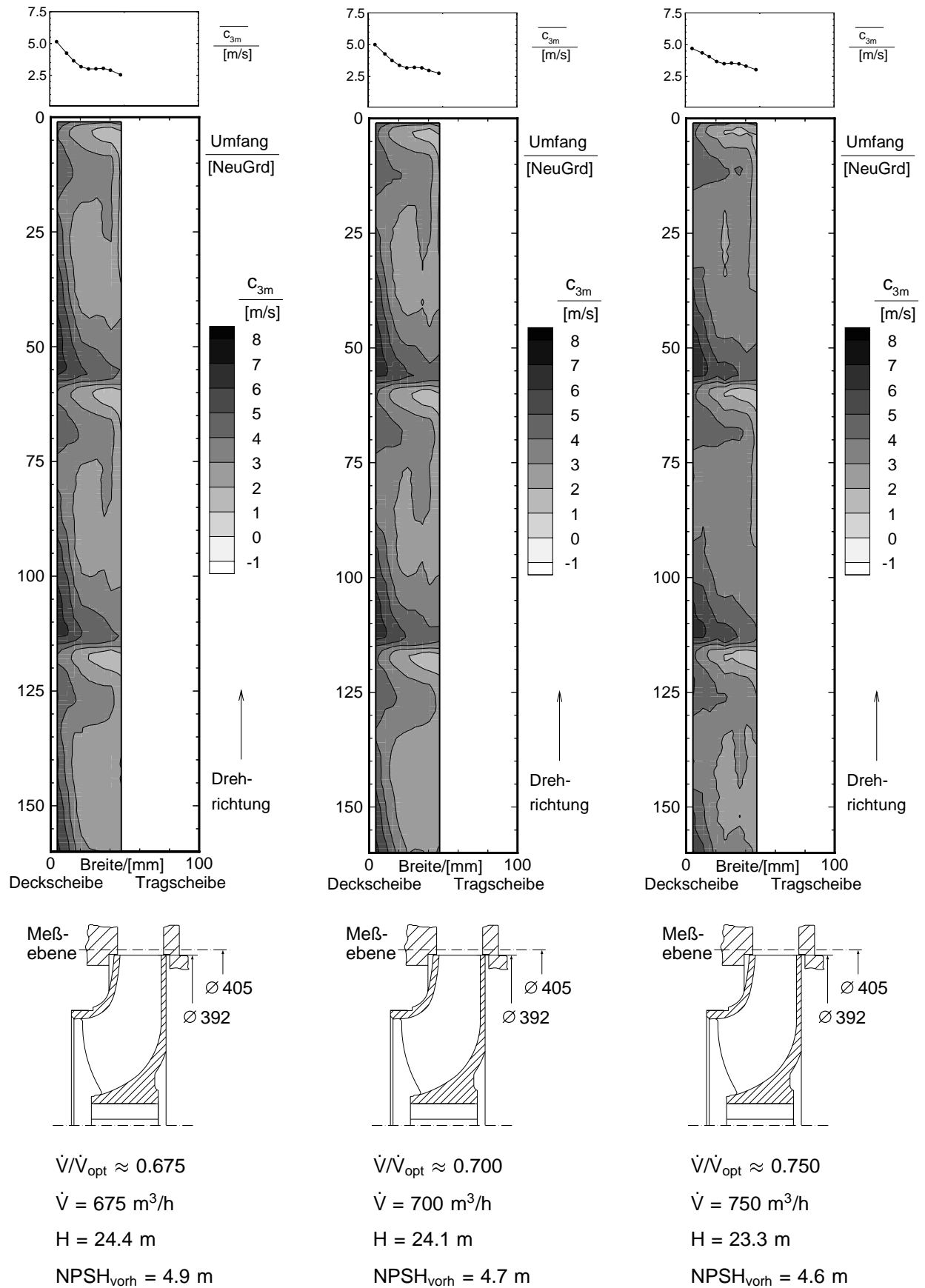
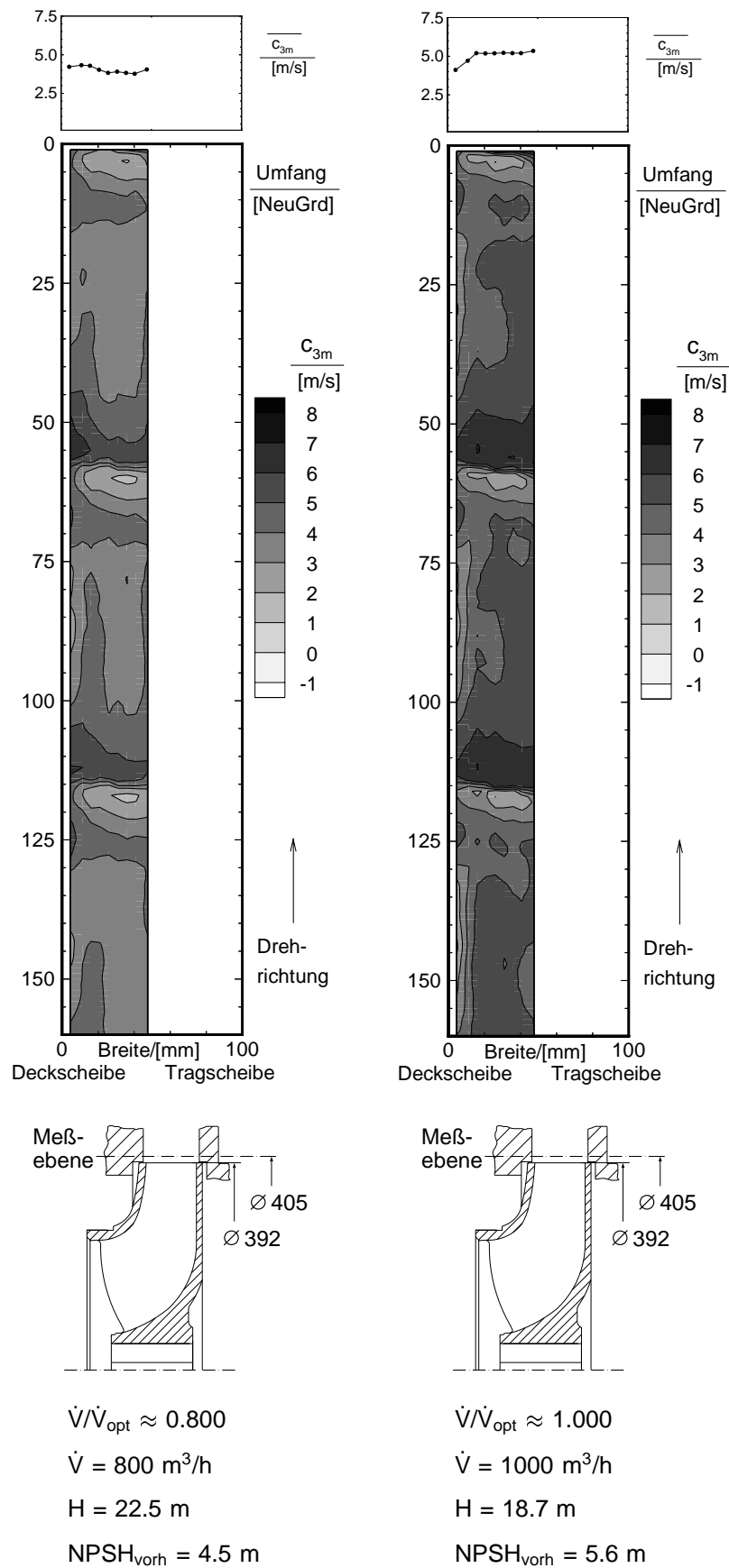


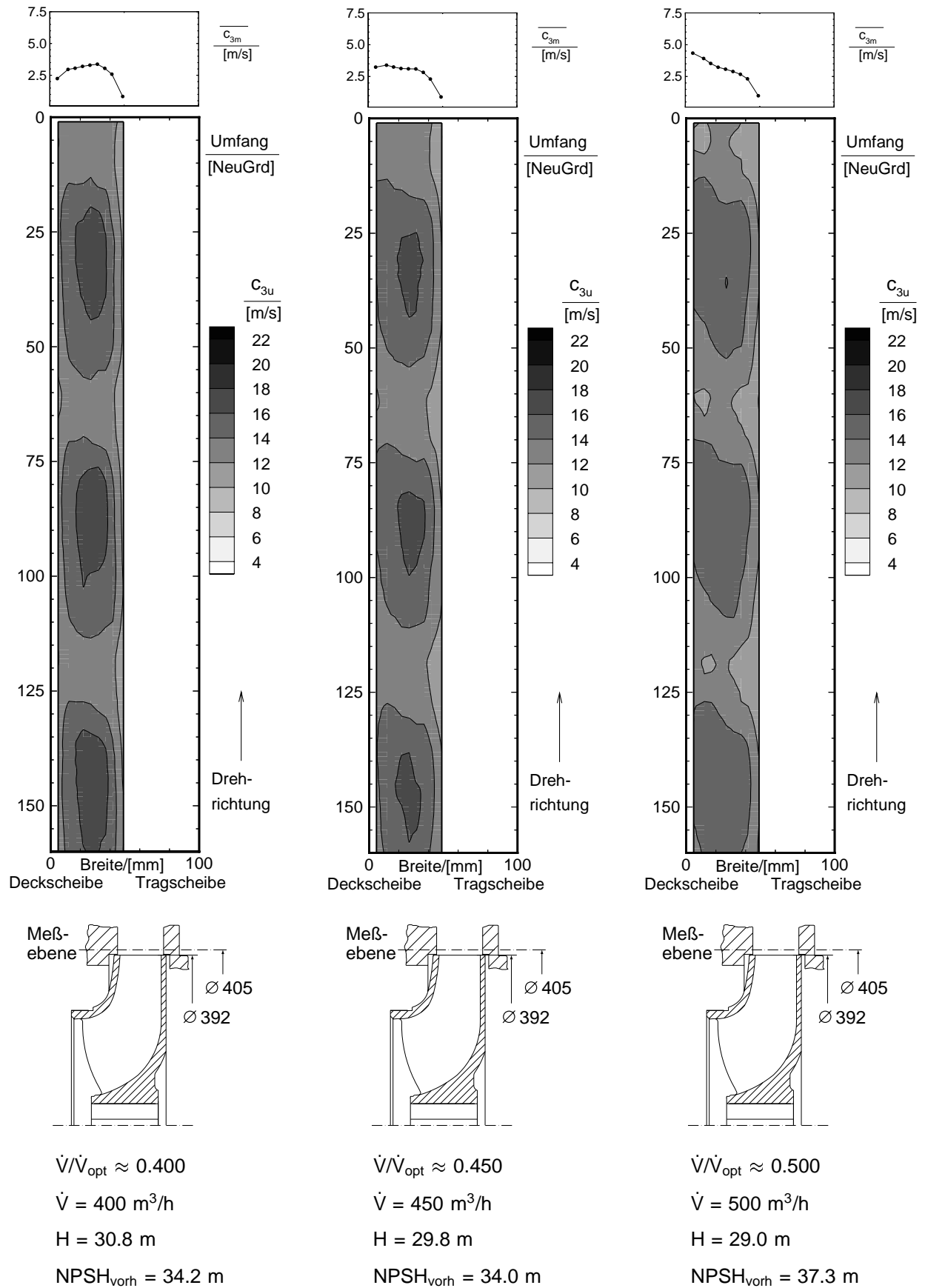
Bild A23: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

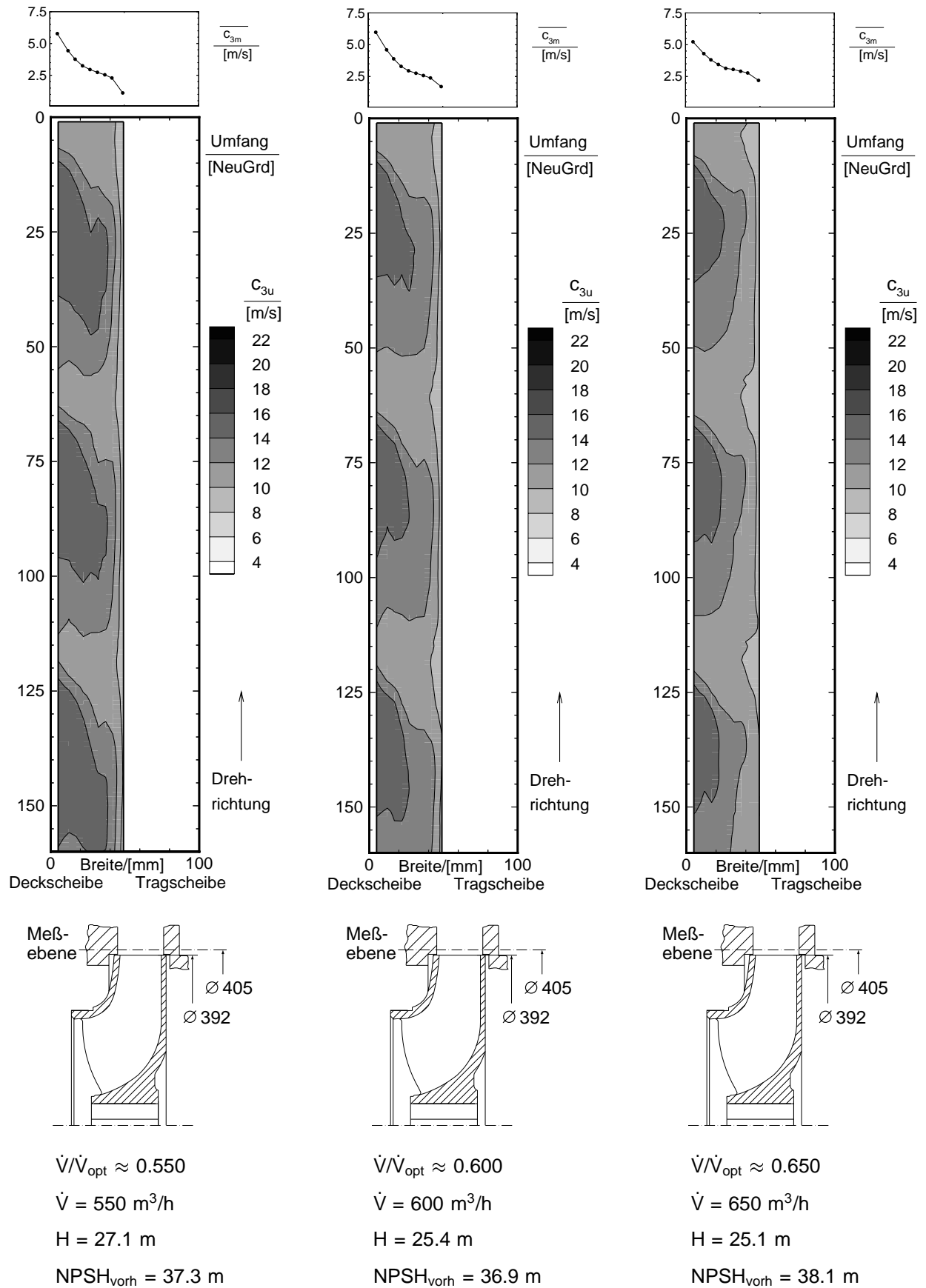
Bild A24: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

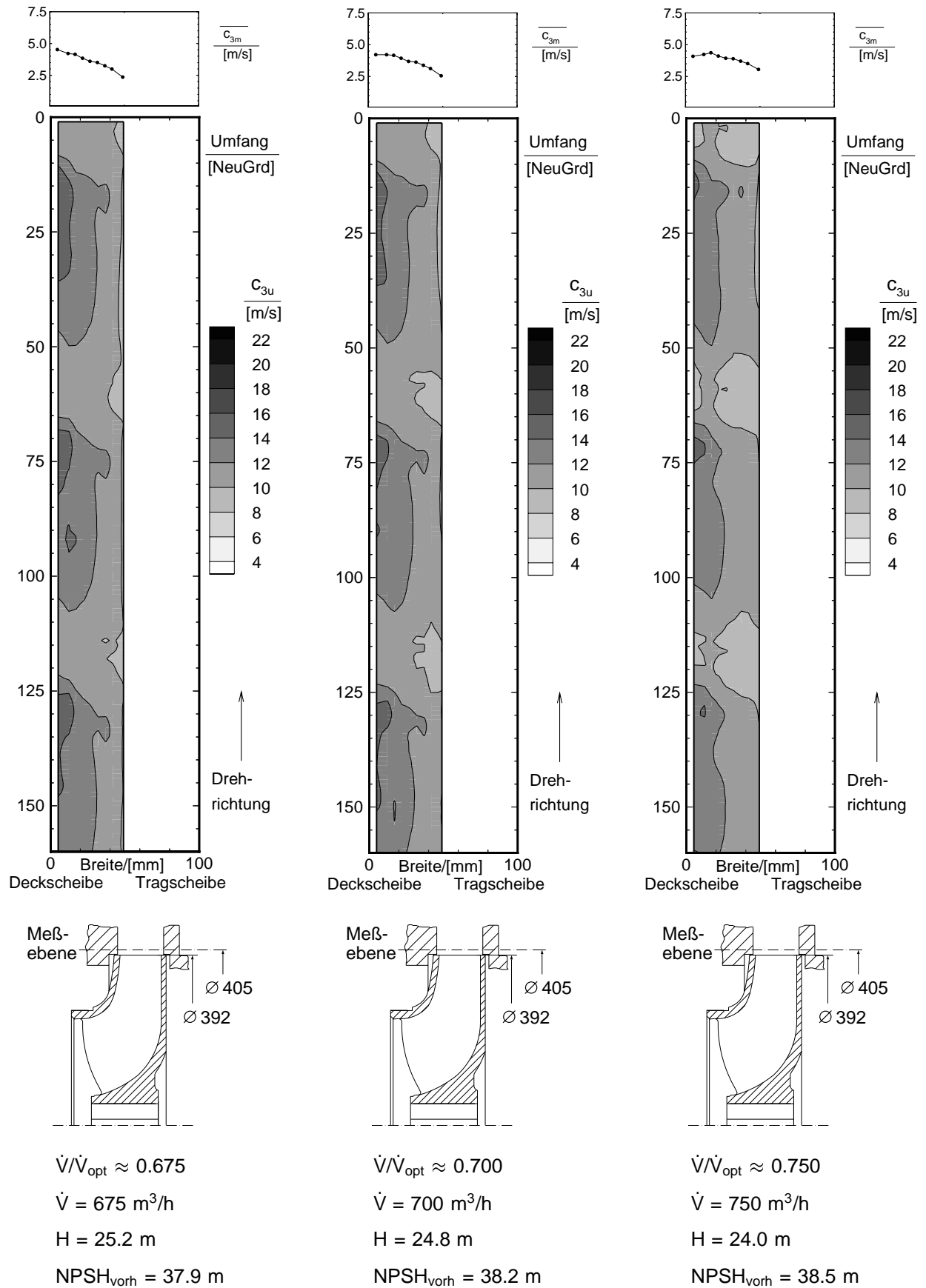
Bild A25: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

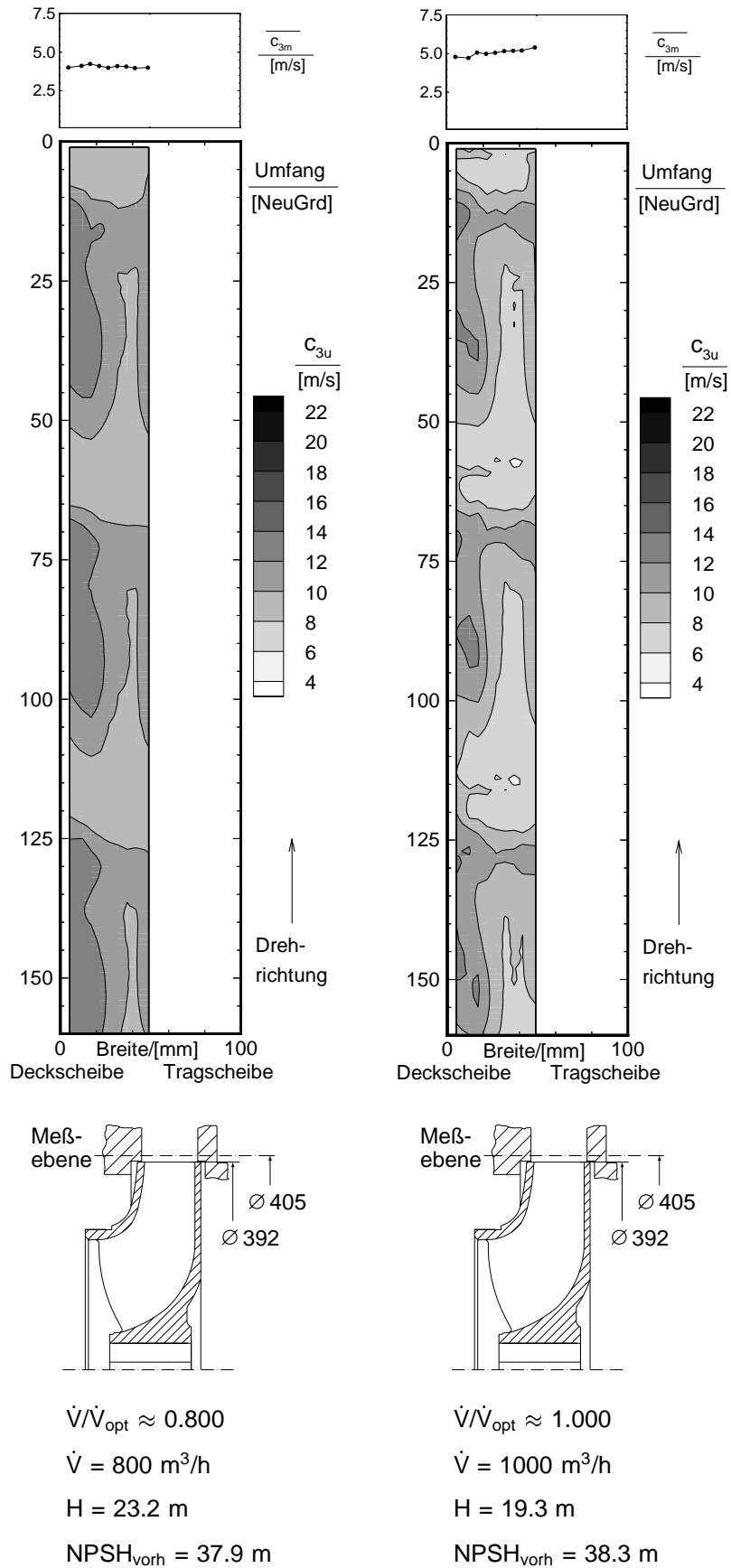
Bild A26: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

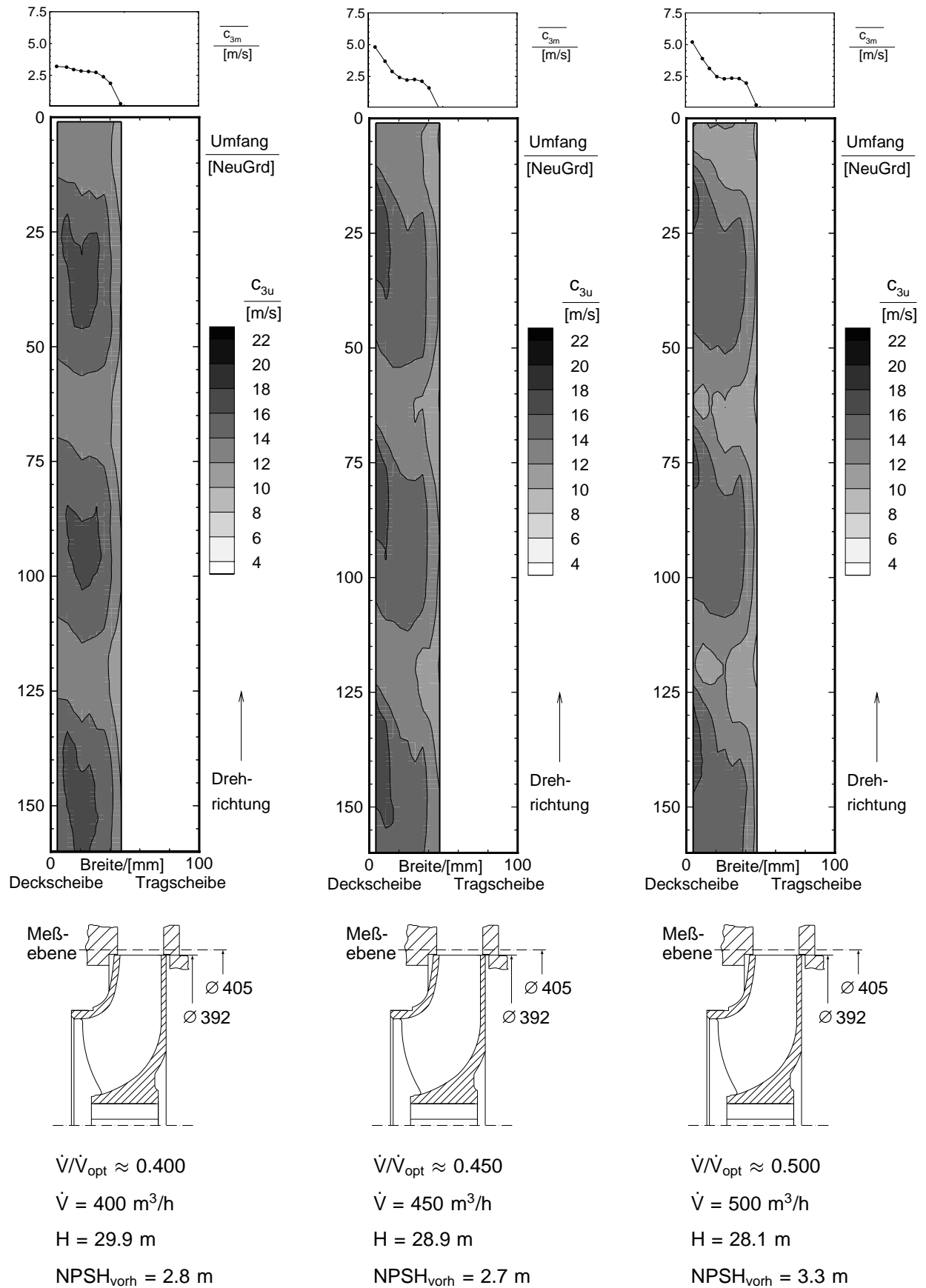
Bild A27: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

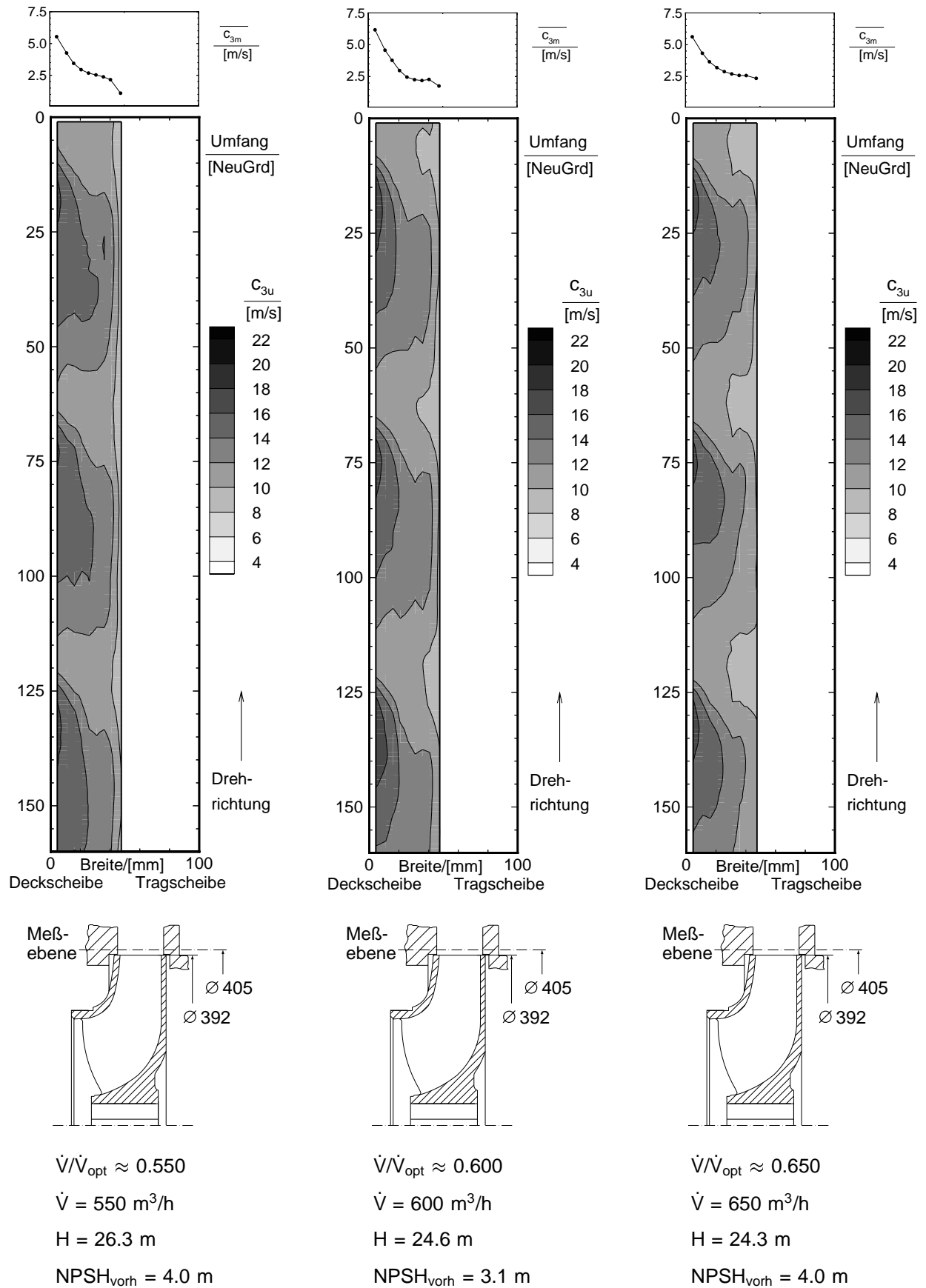
Bild A28: Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

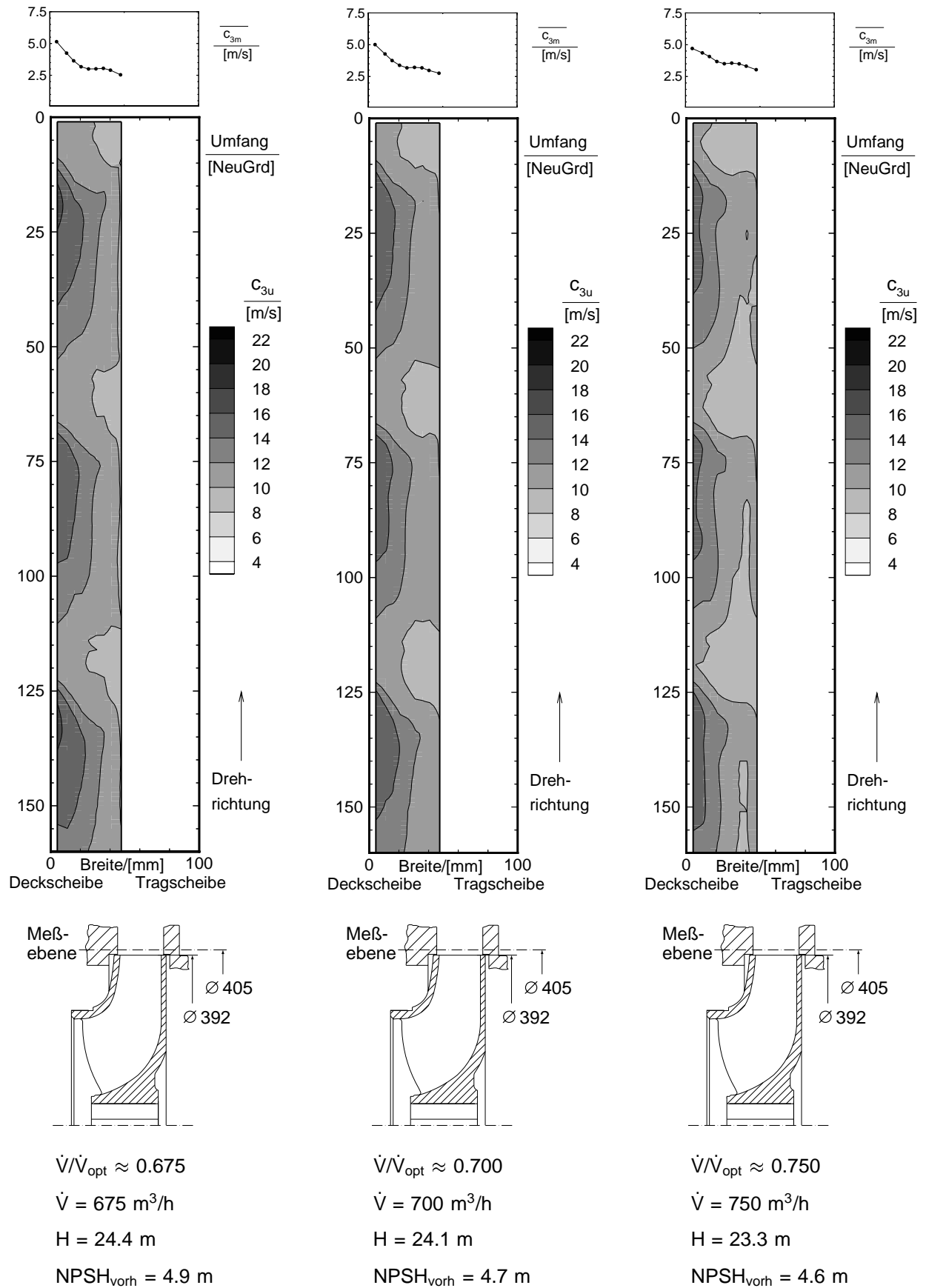
Bild A29: Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

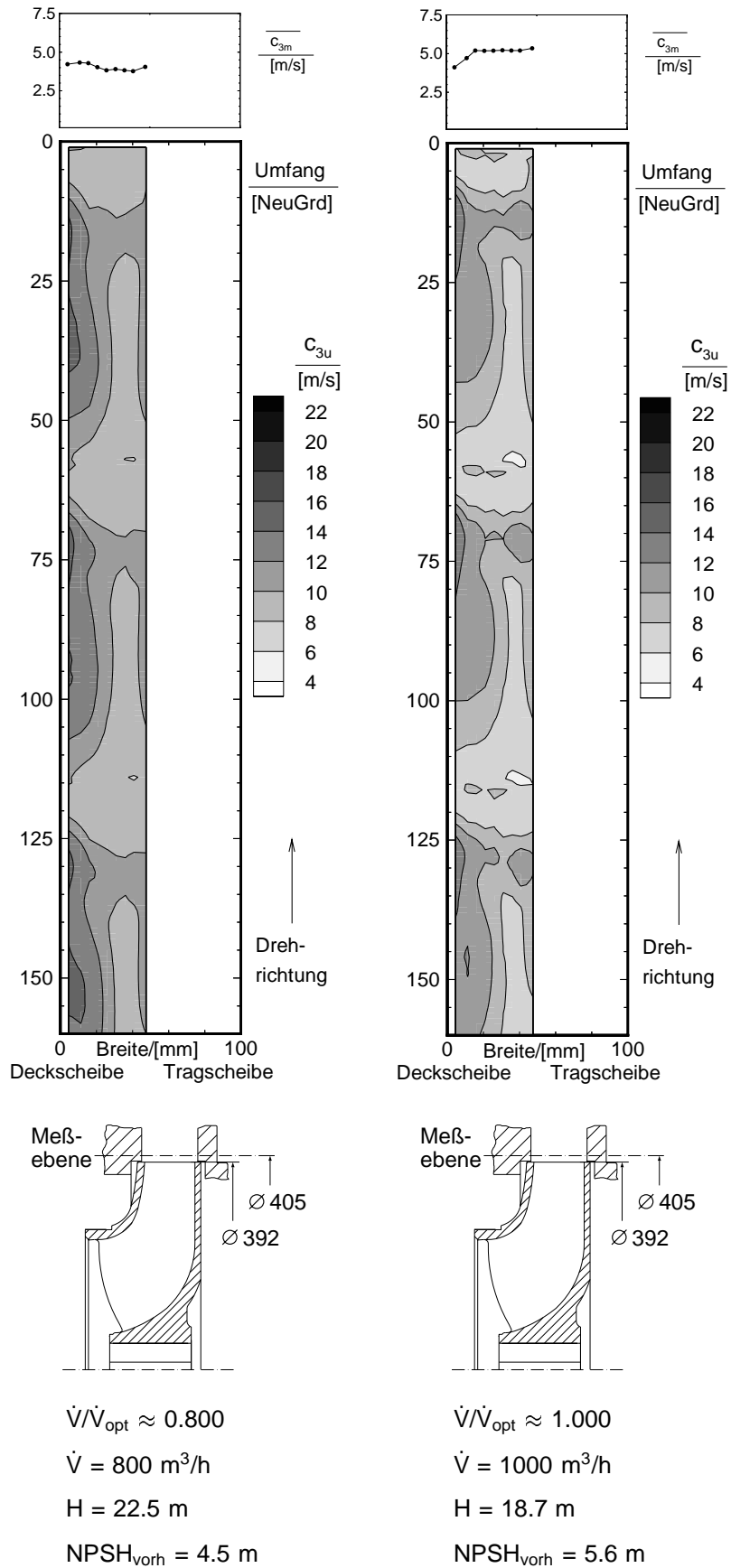
Bild A30: Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

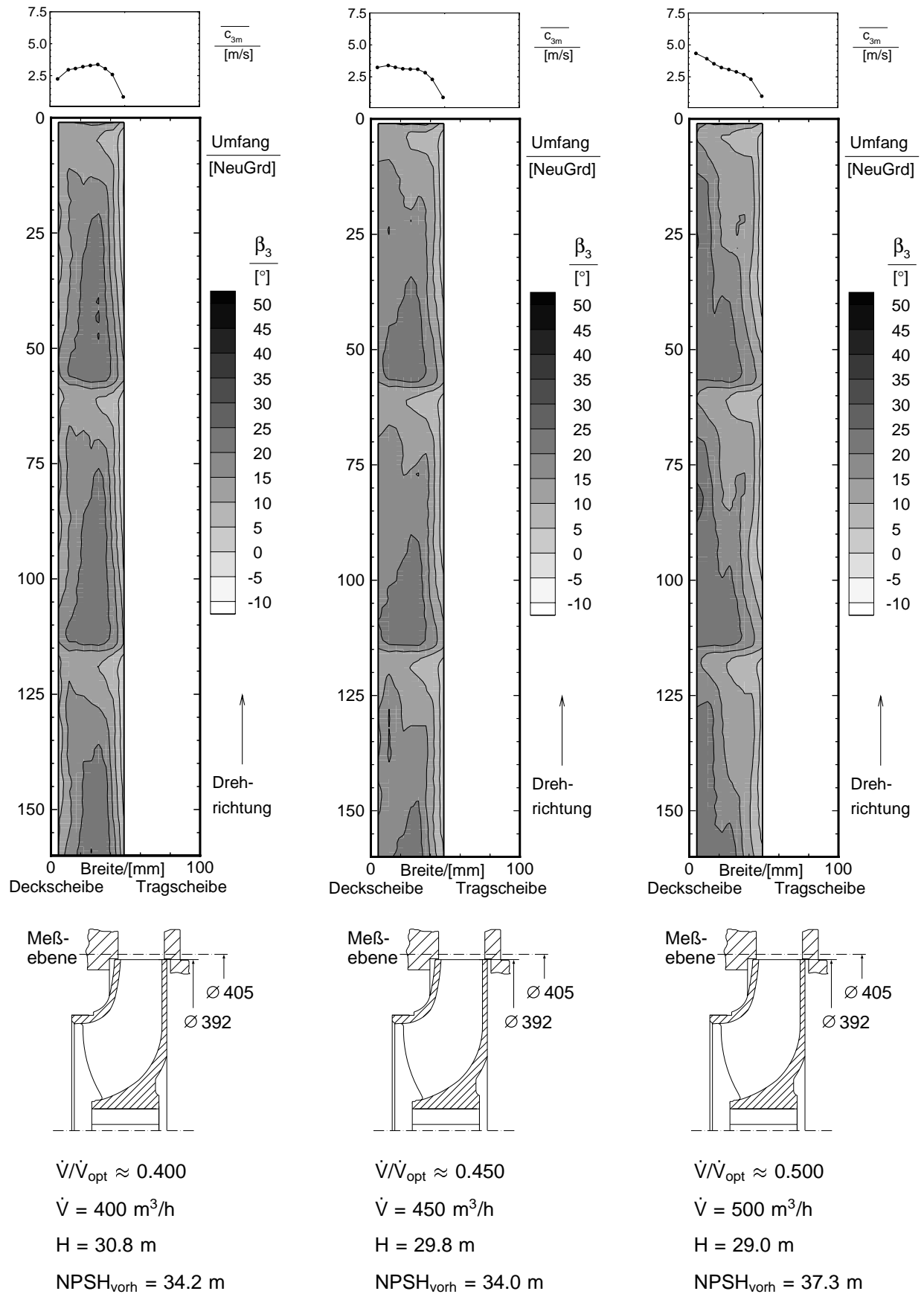
Bild A31: Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

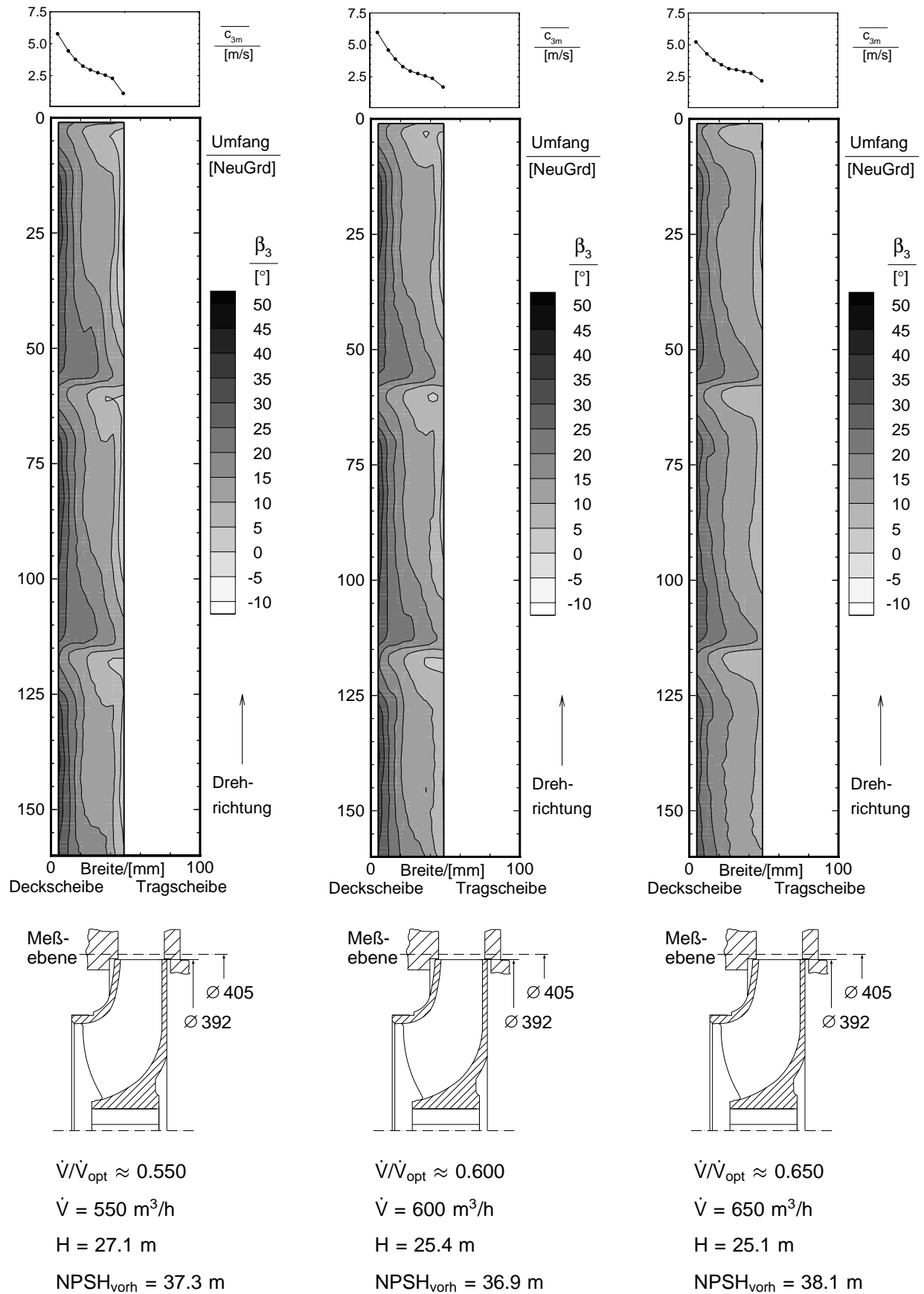
Bild A32: Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

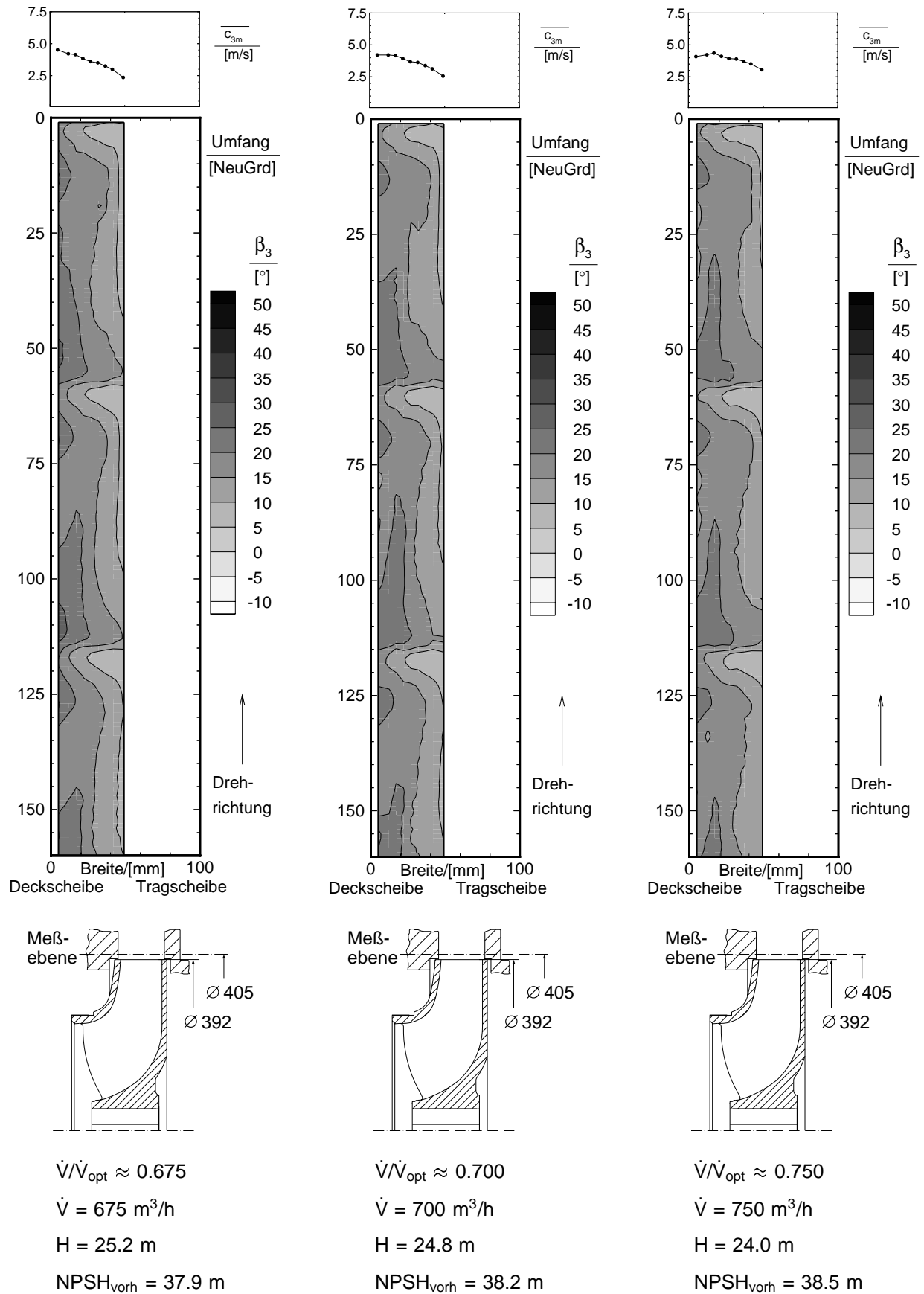
Bild A33: Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

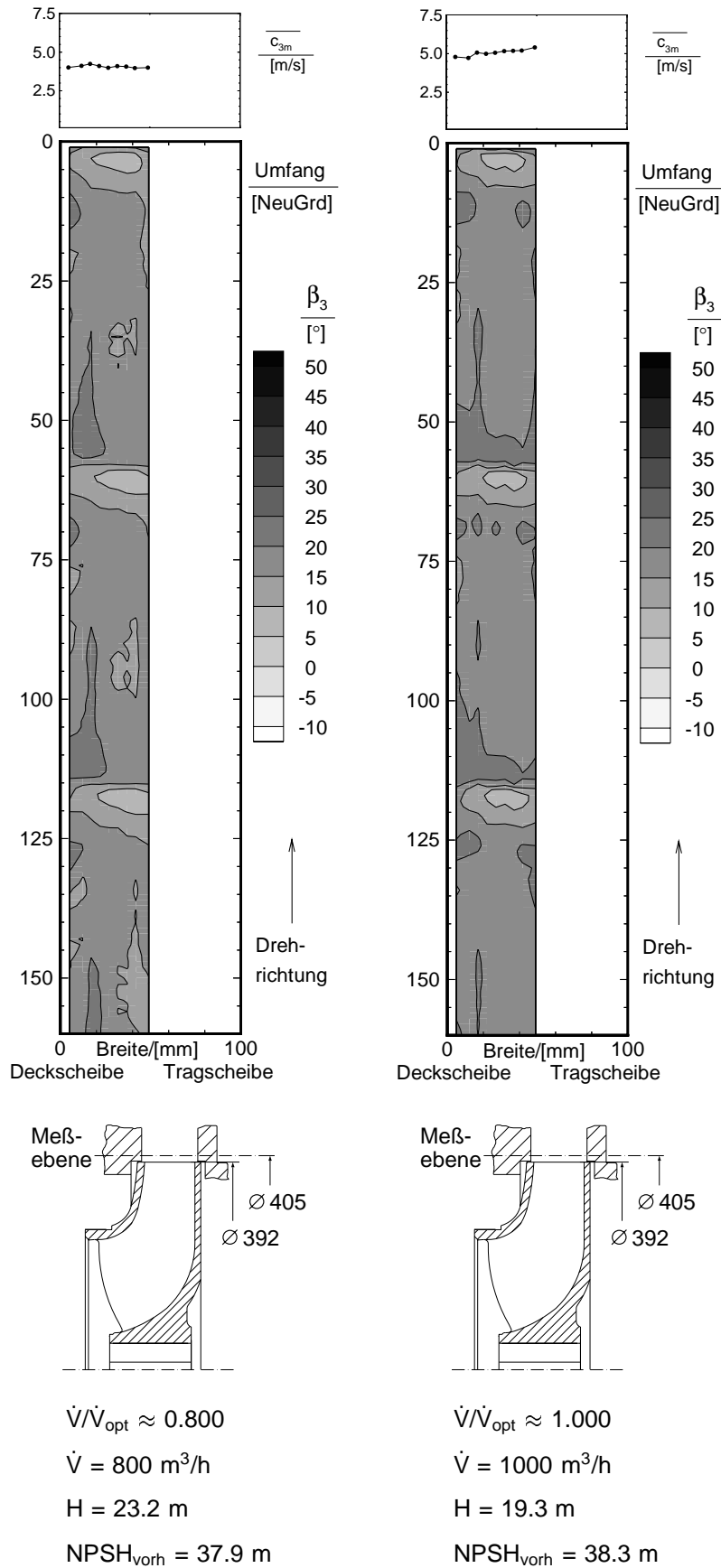
Bild A34: Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

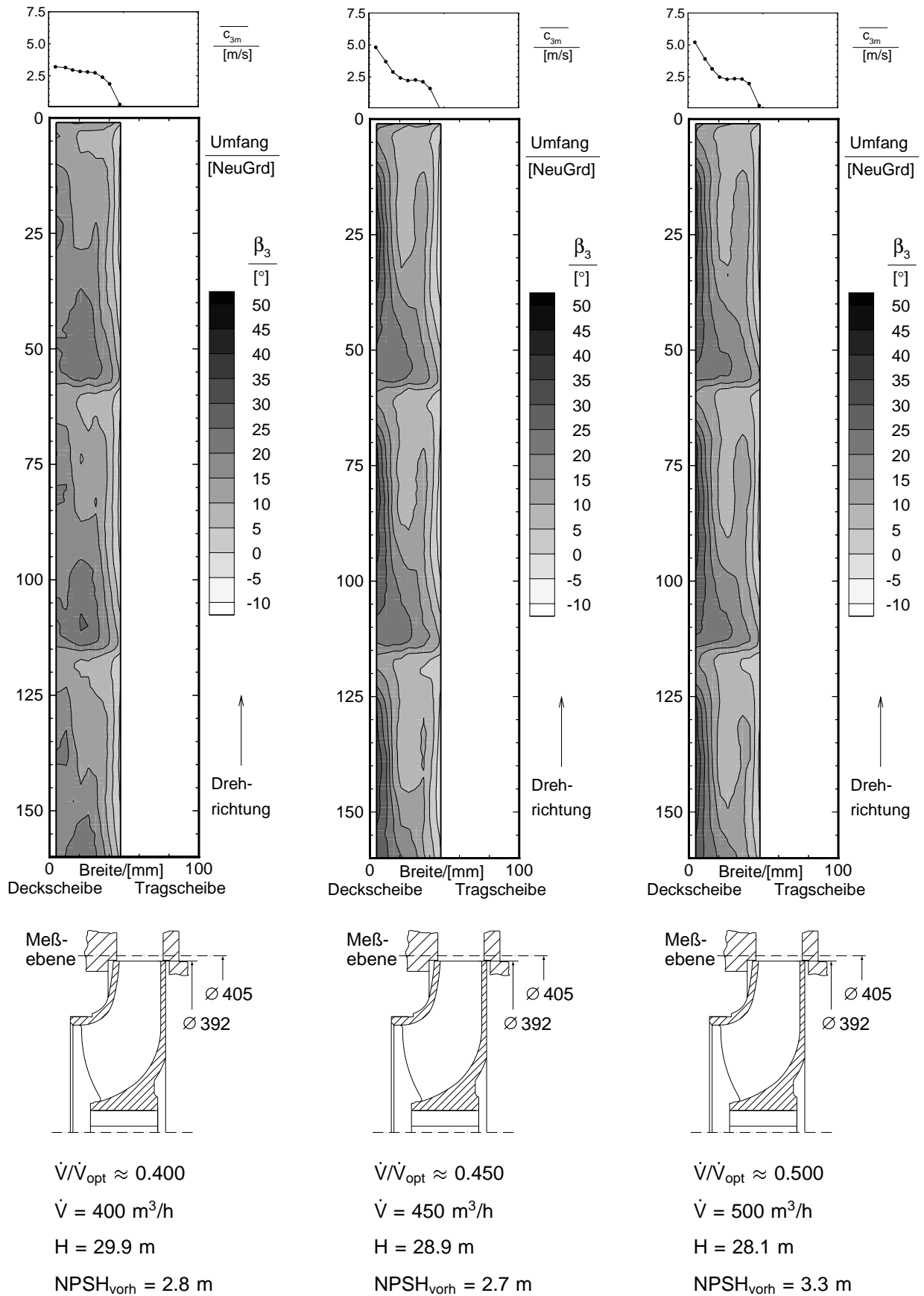
Bild A35: Geschwindigkeit c_{3u} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

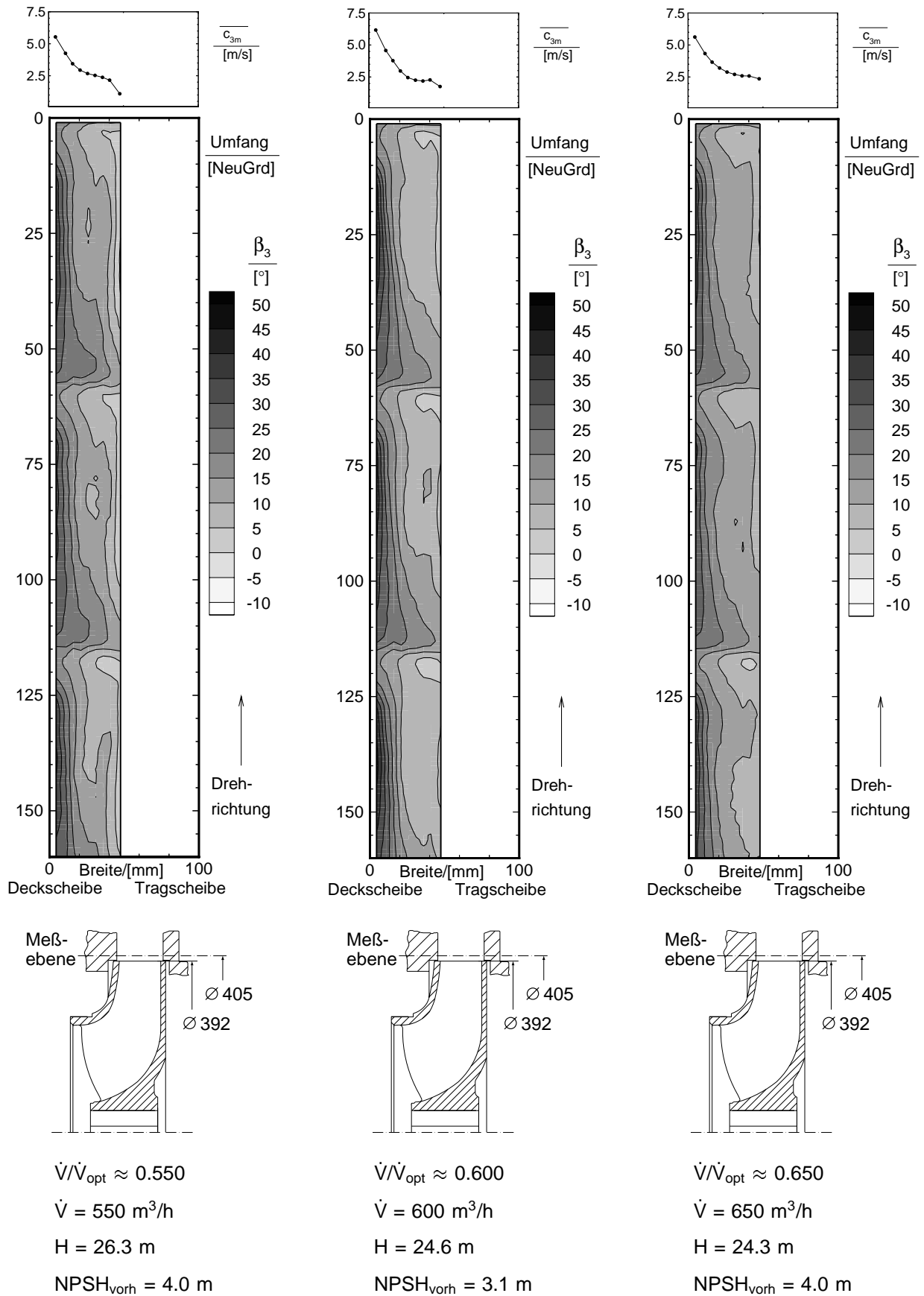
Bild A36: Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufgrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

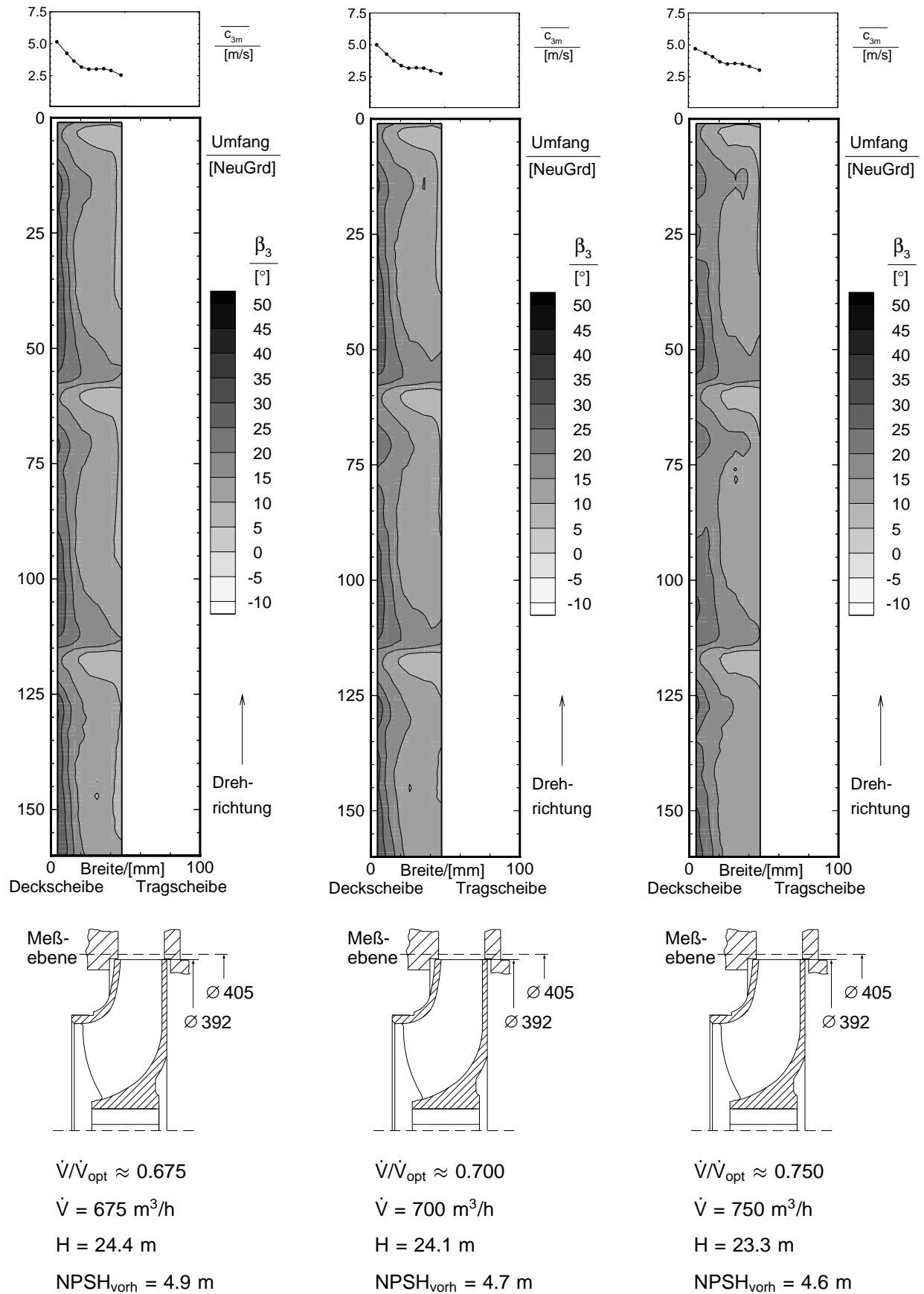
Bild A37: Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufgrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

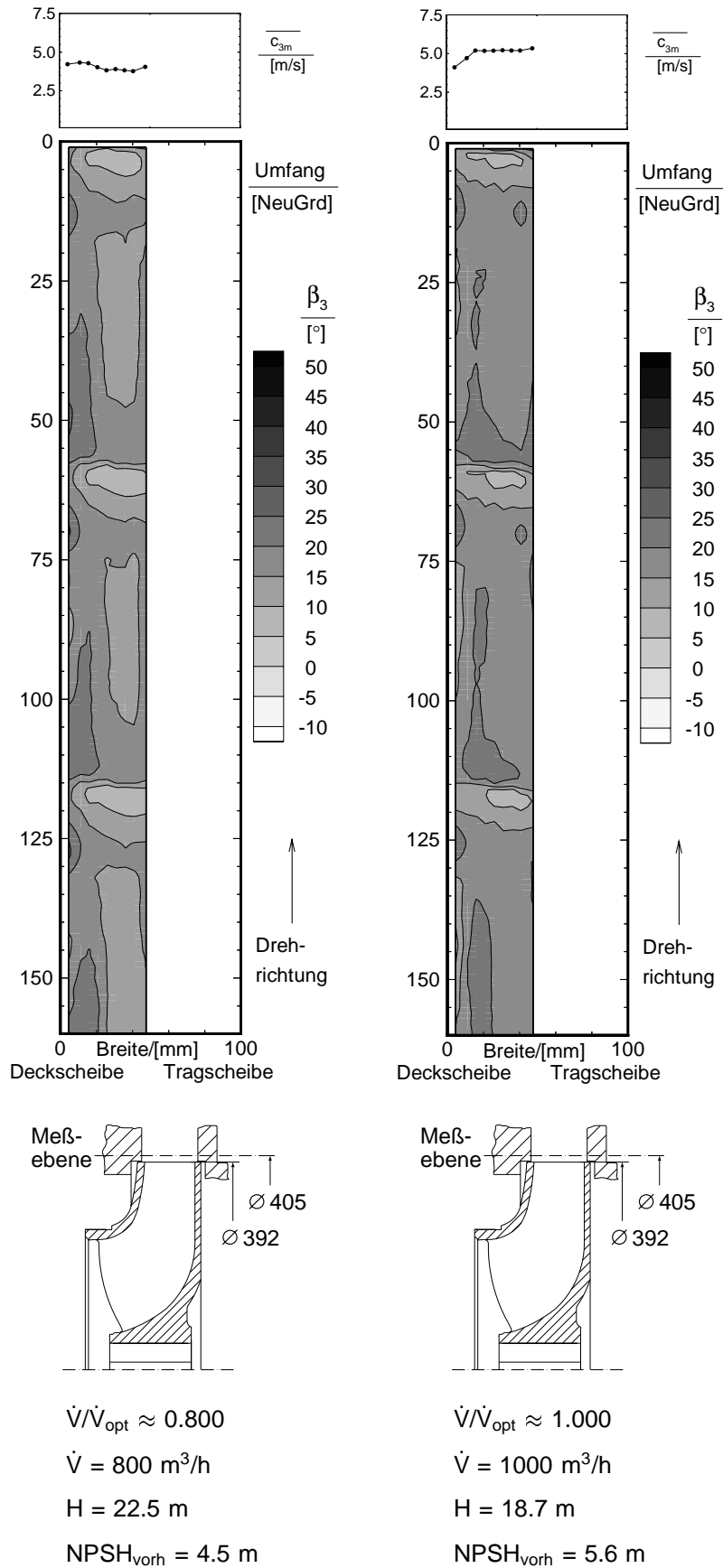
Bild A38: Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufgrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

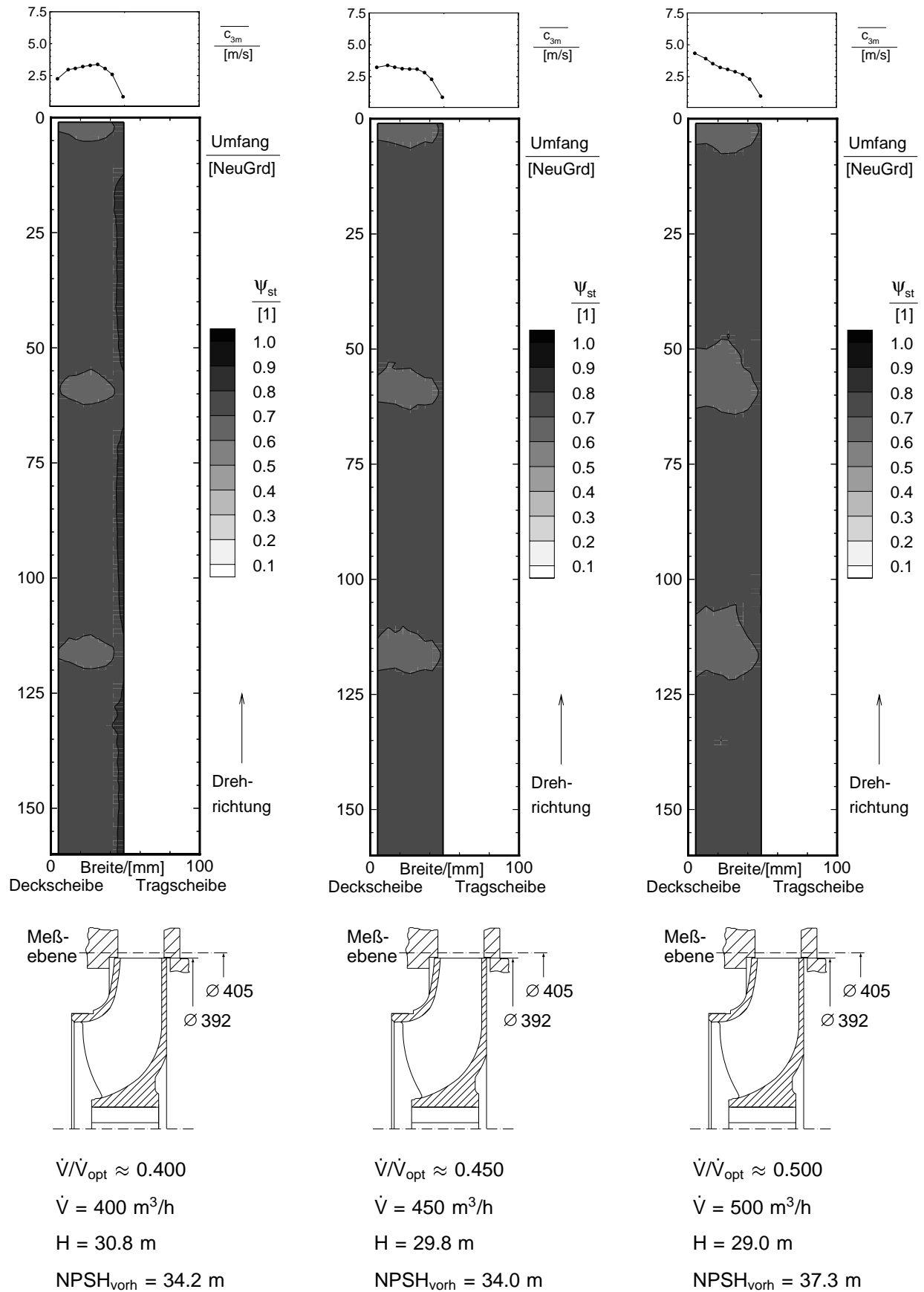
Bild A39: Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

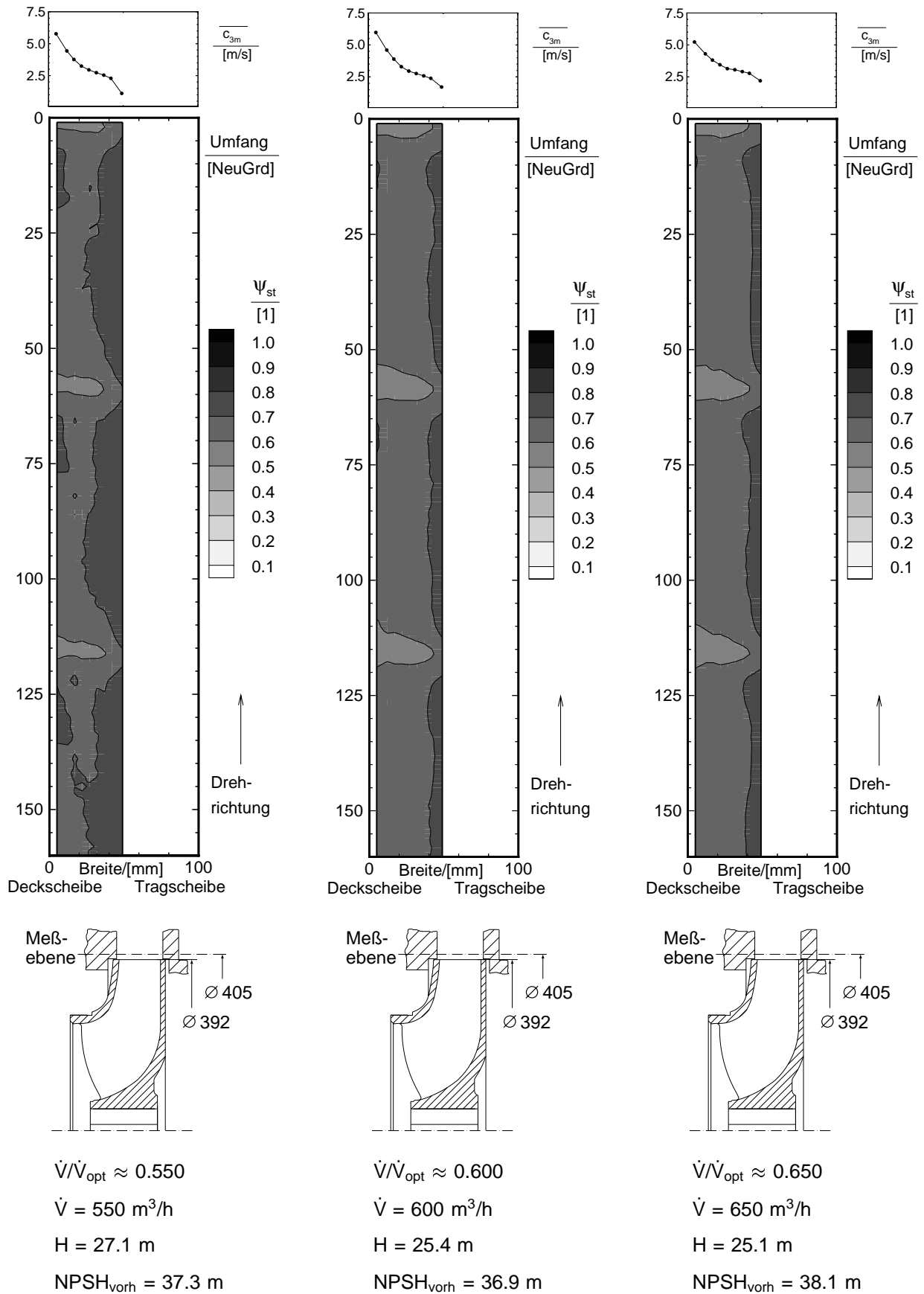
Bild A40: Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufgrad C bei $NPSH_{3\%}$

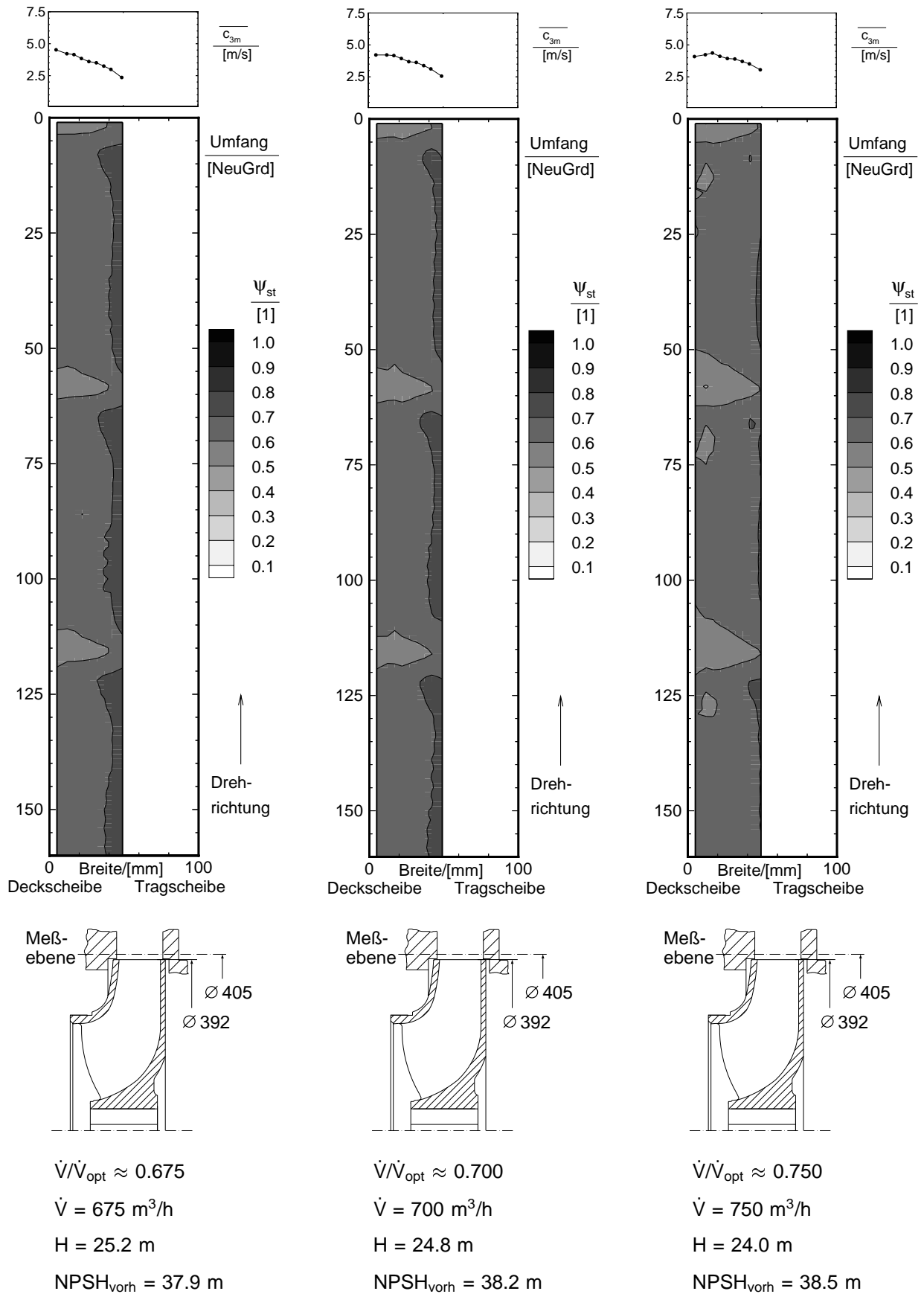
Bild A41: Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

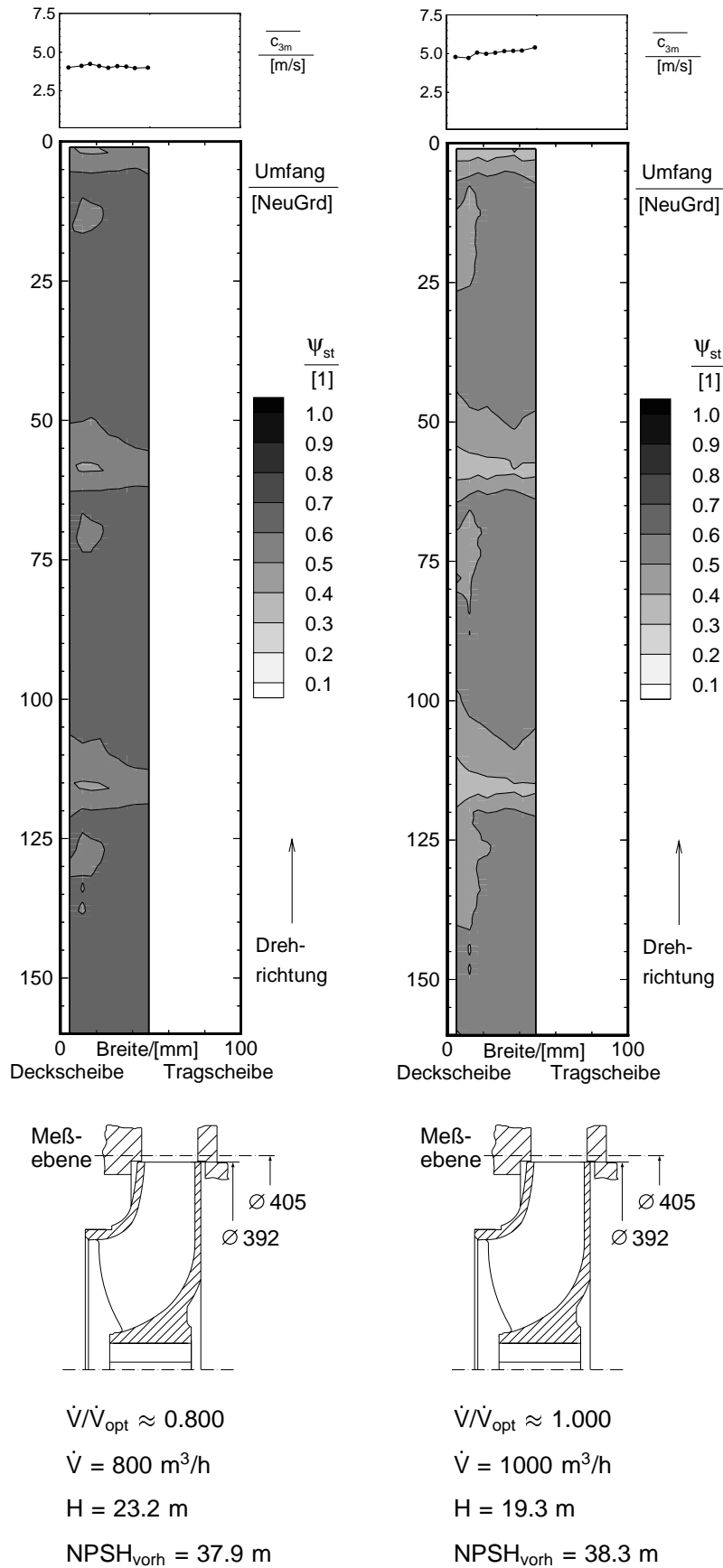
Bild A42: Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

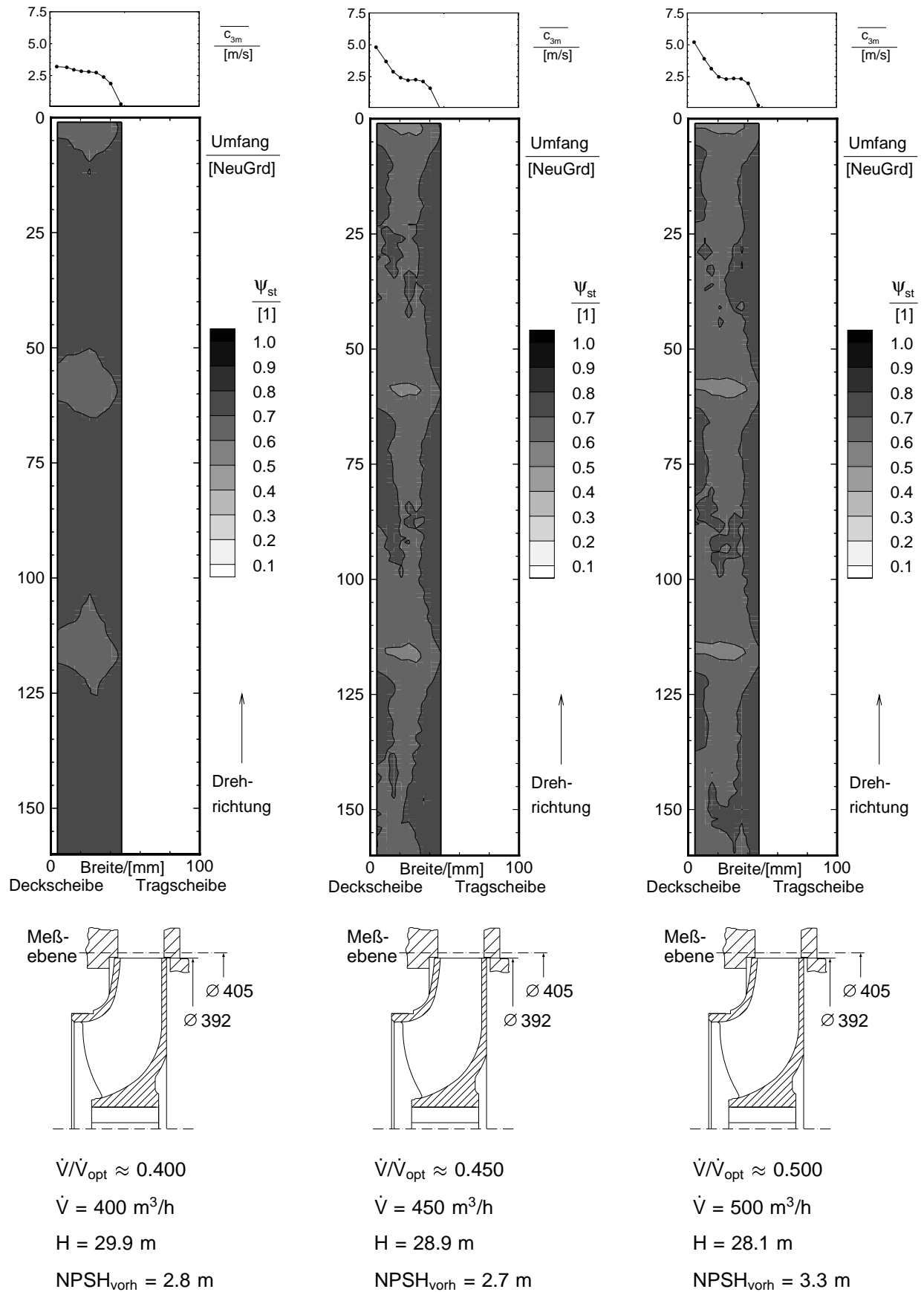
Bild A43: Strömungswinkel β_3 am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

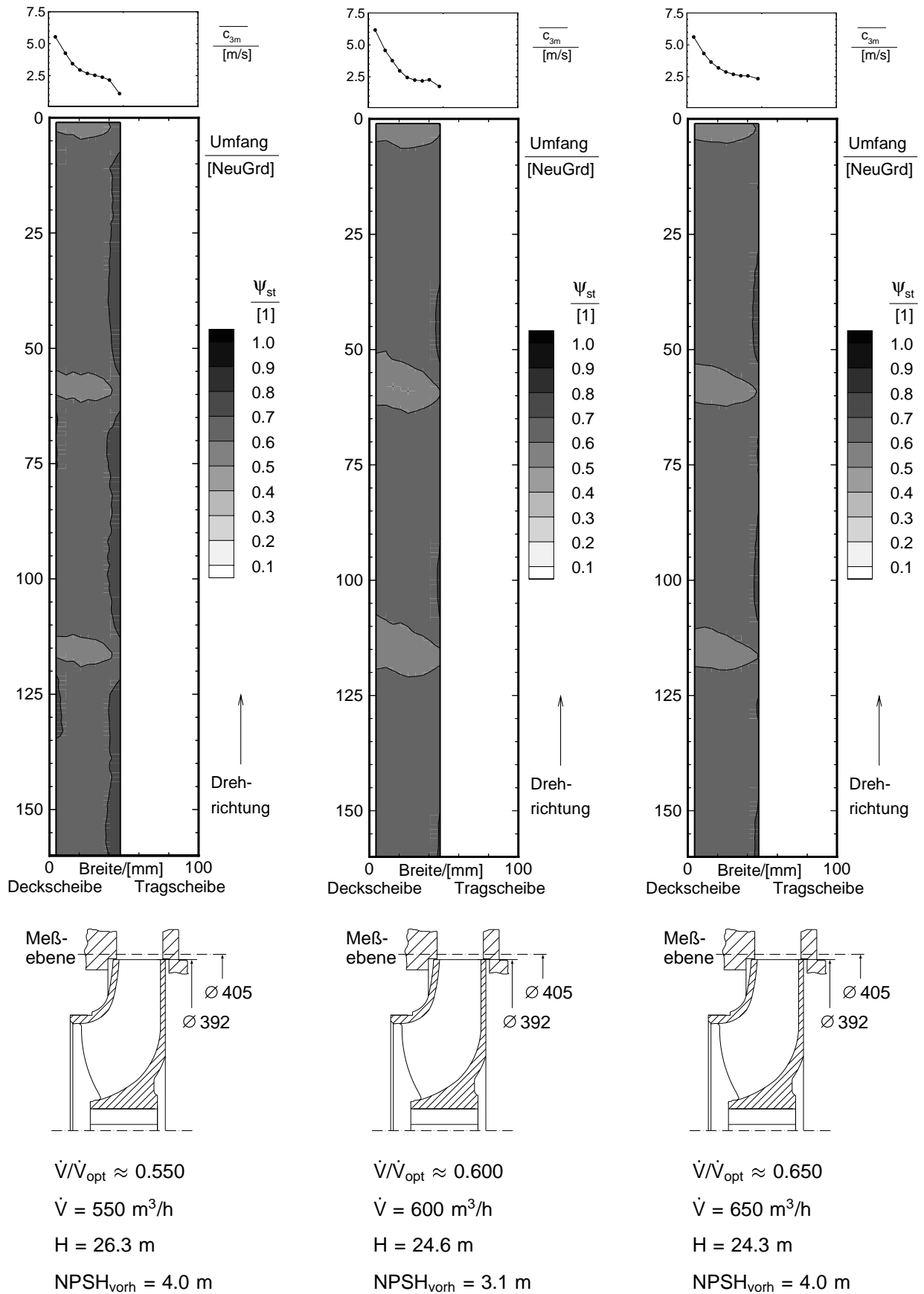
Bild A44: Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

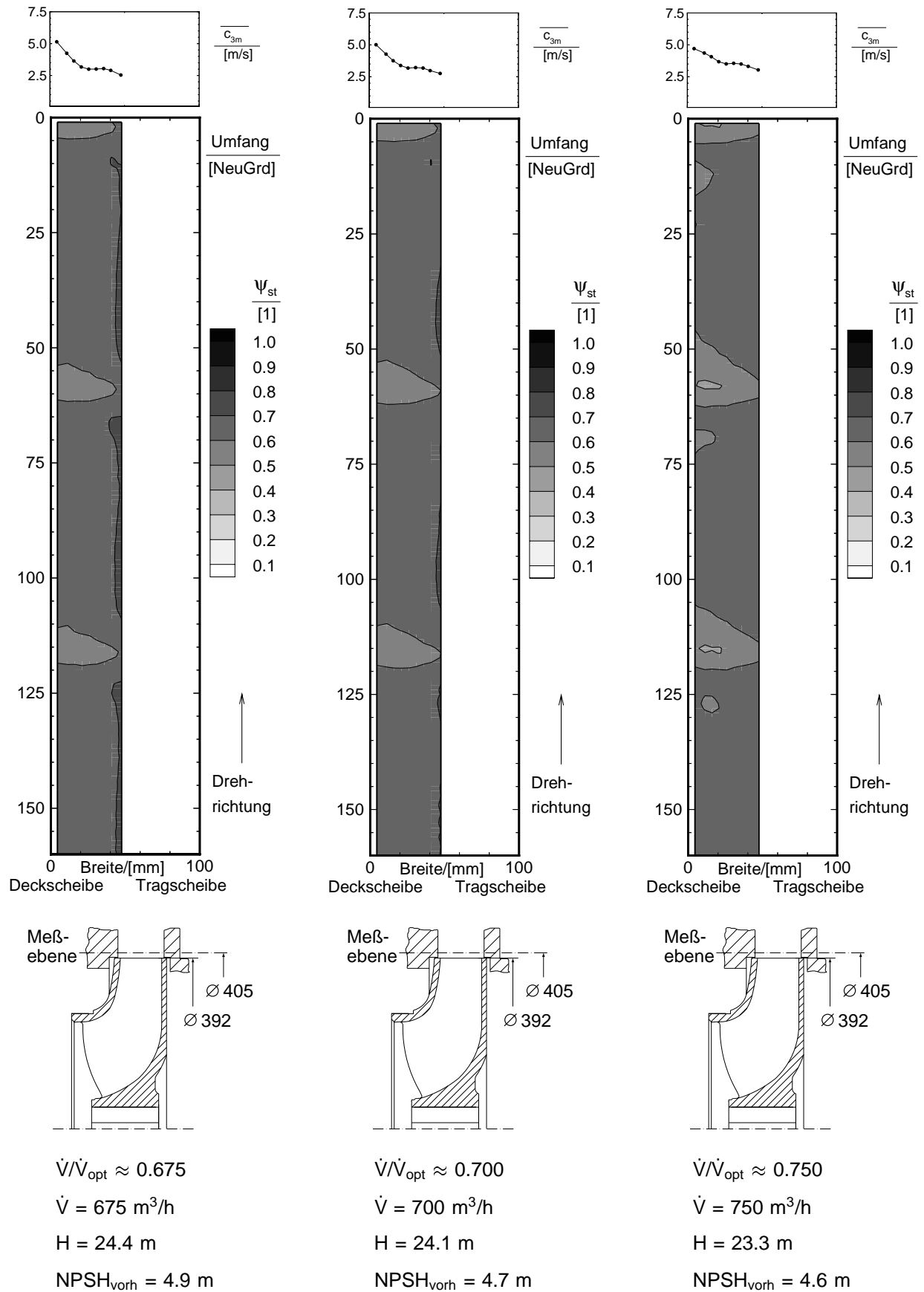
Bild A45: Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufgrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

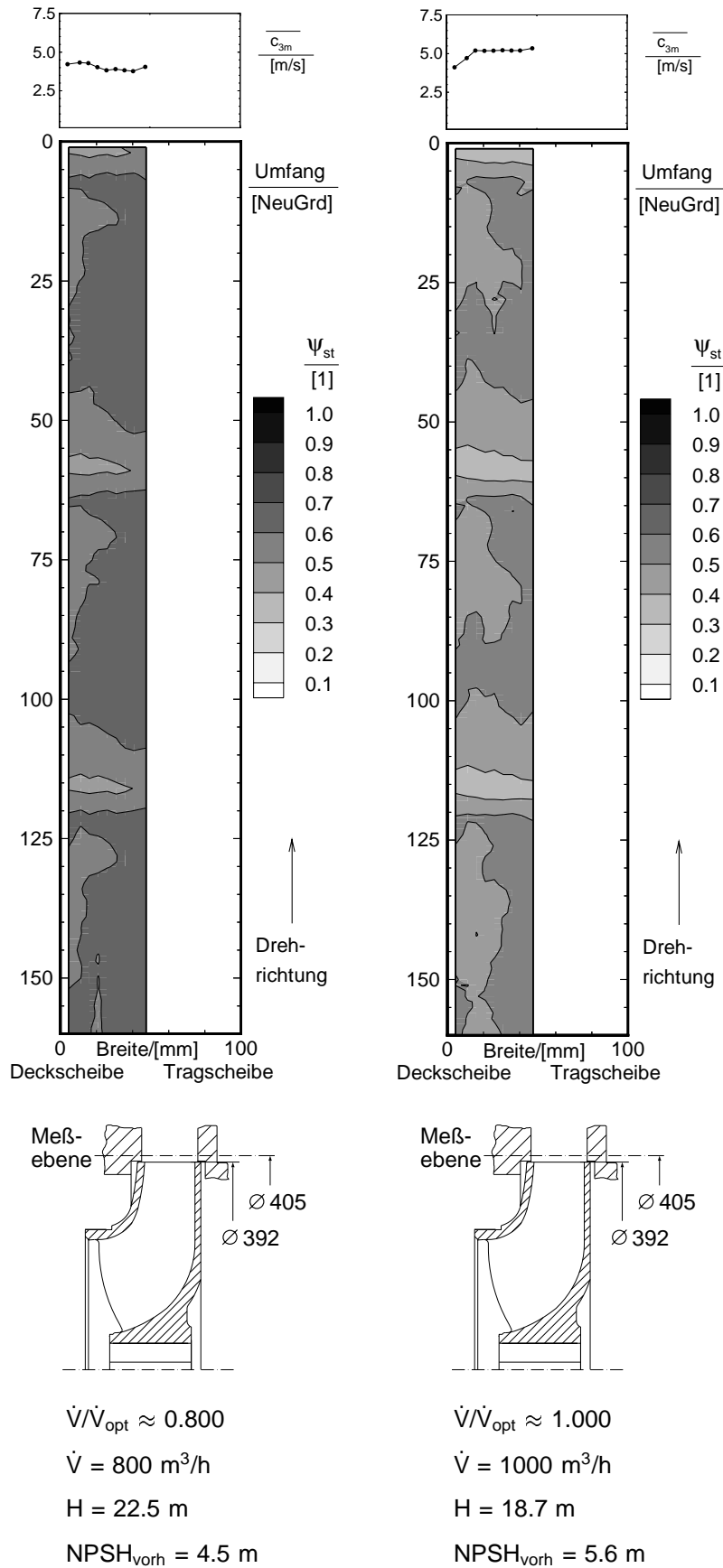
Bild A46: Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

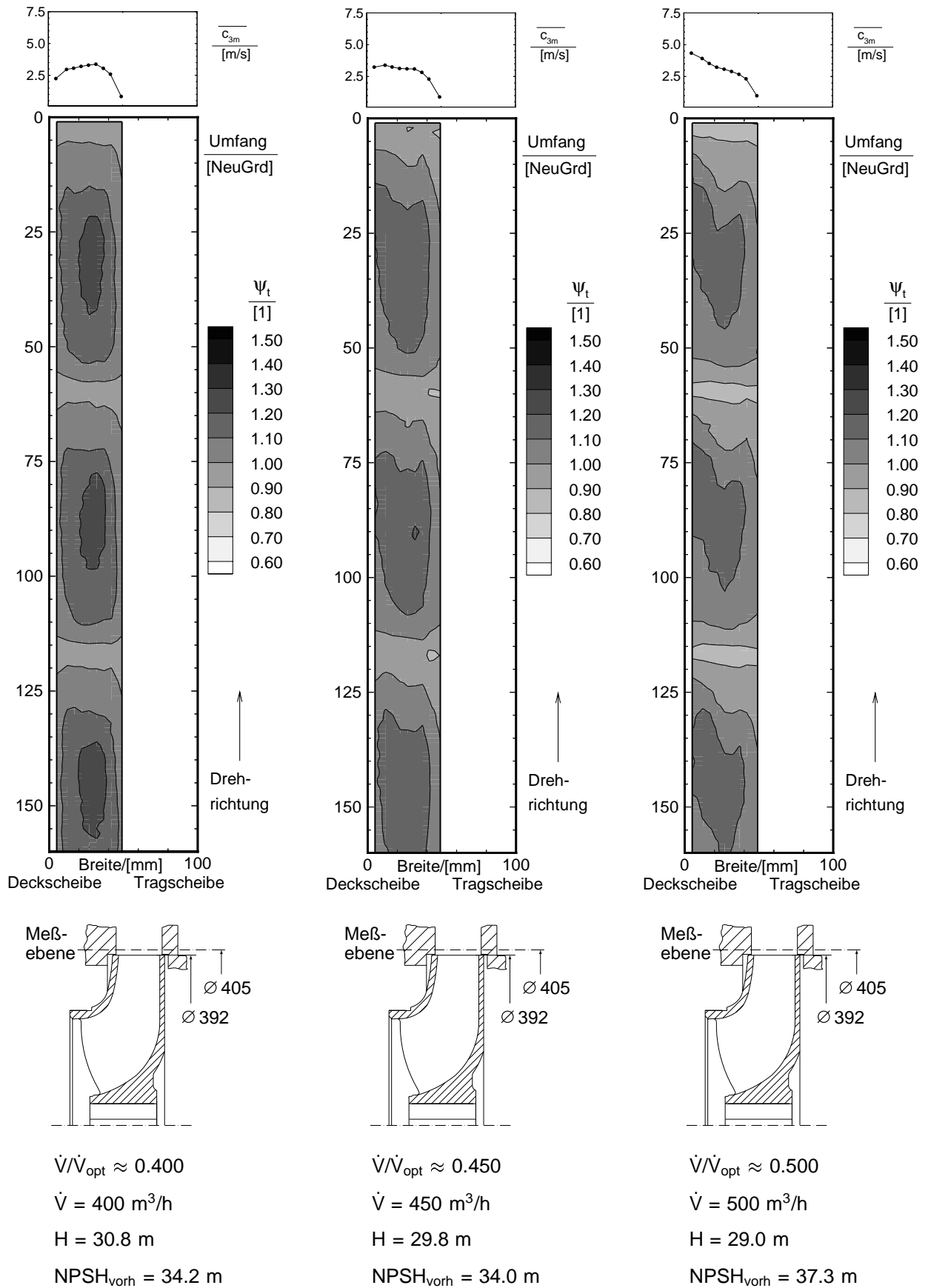
Bild A47: Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufgrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

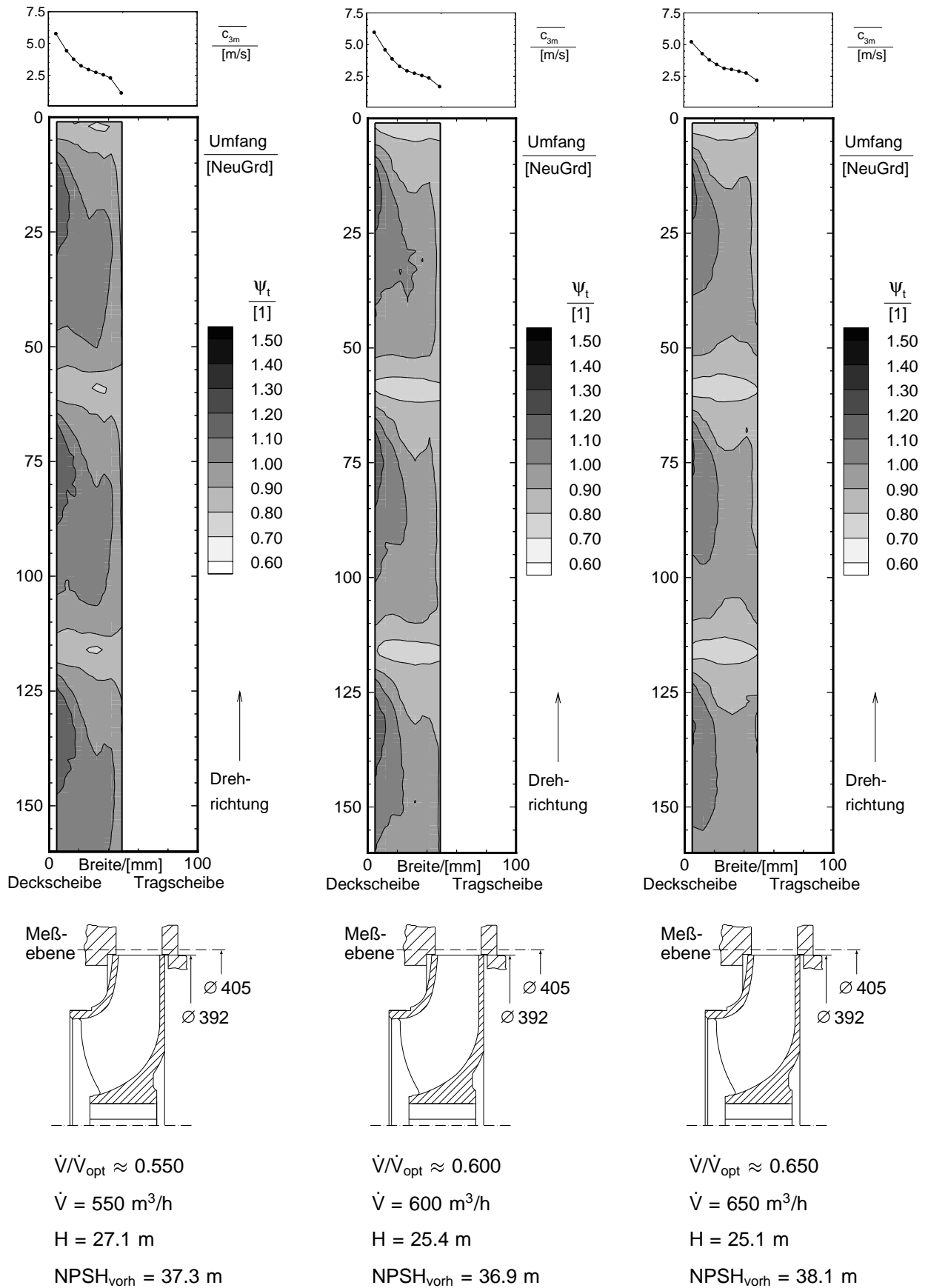
Bild A48: Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

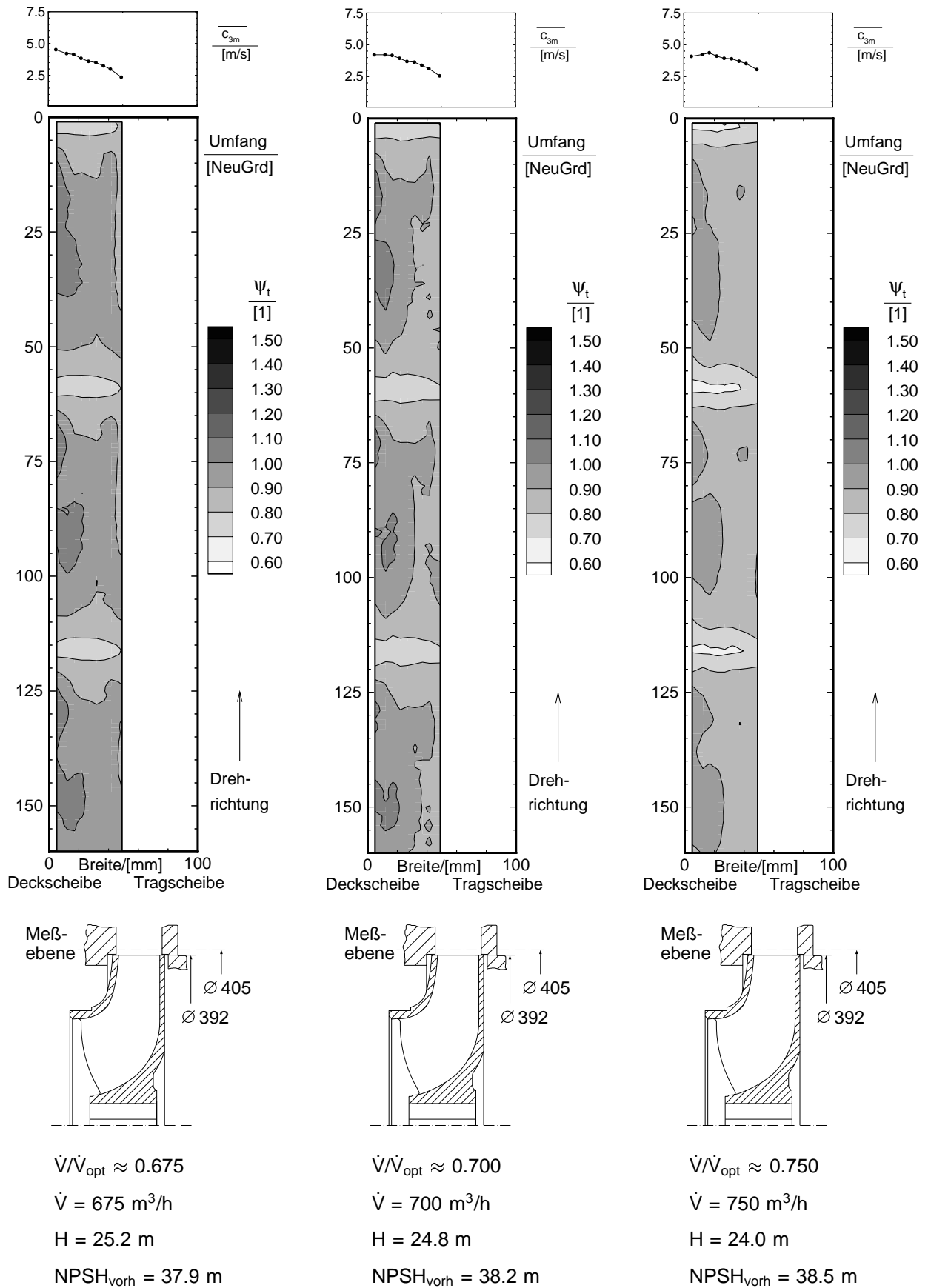
Bild A49: Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

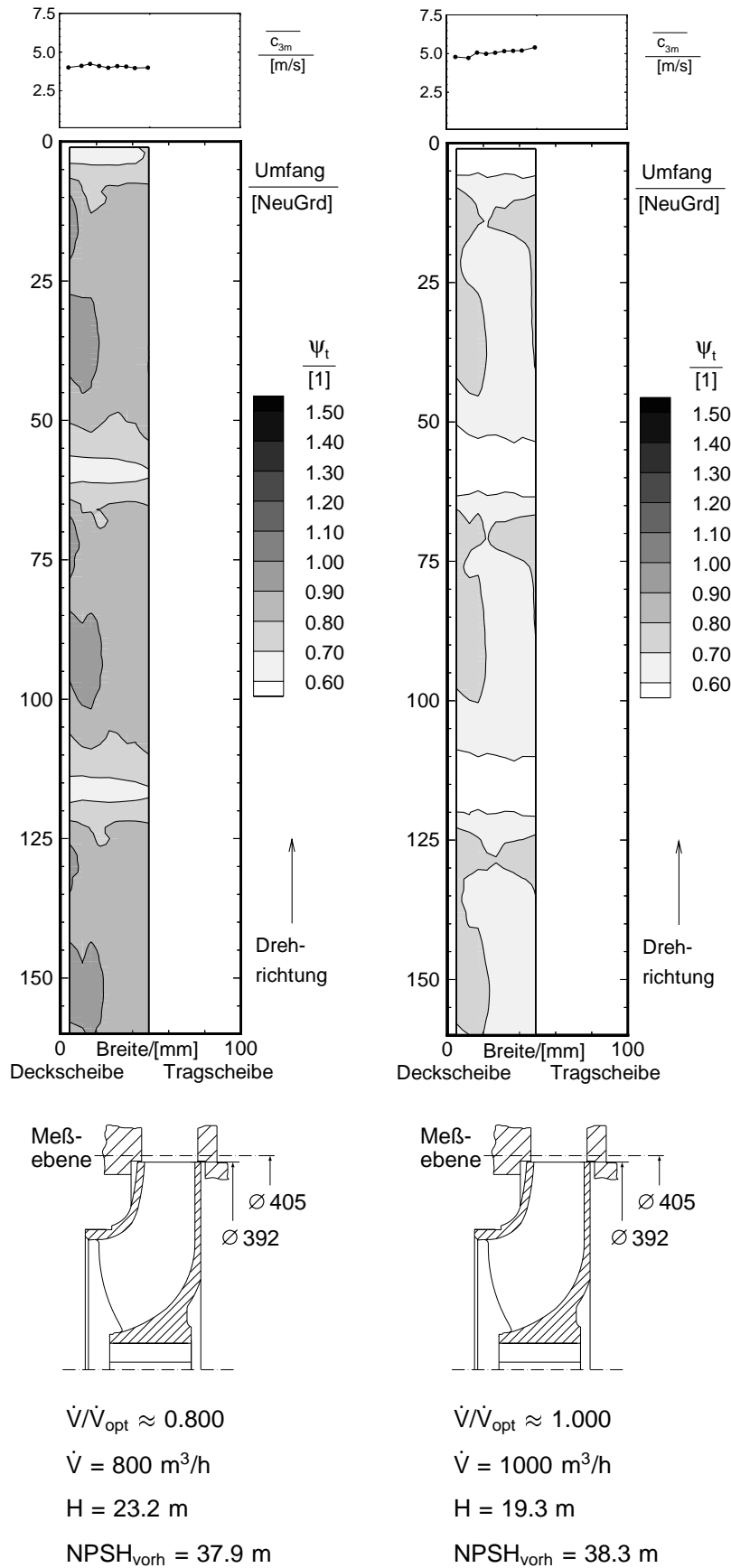
Bild A50: Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

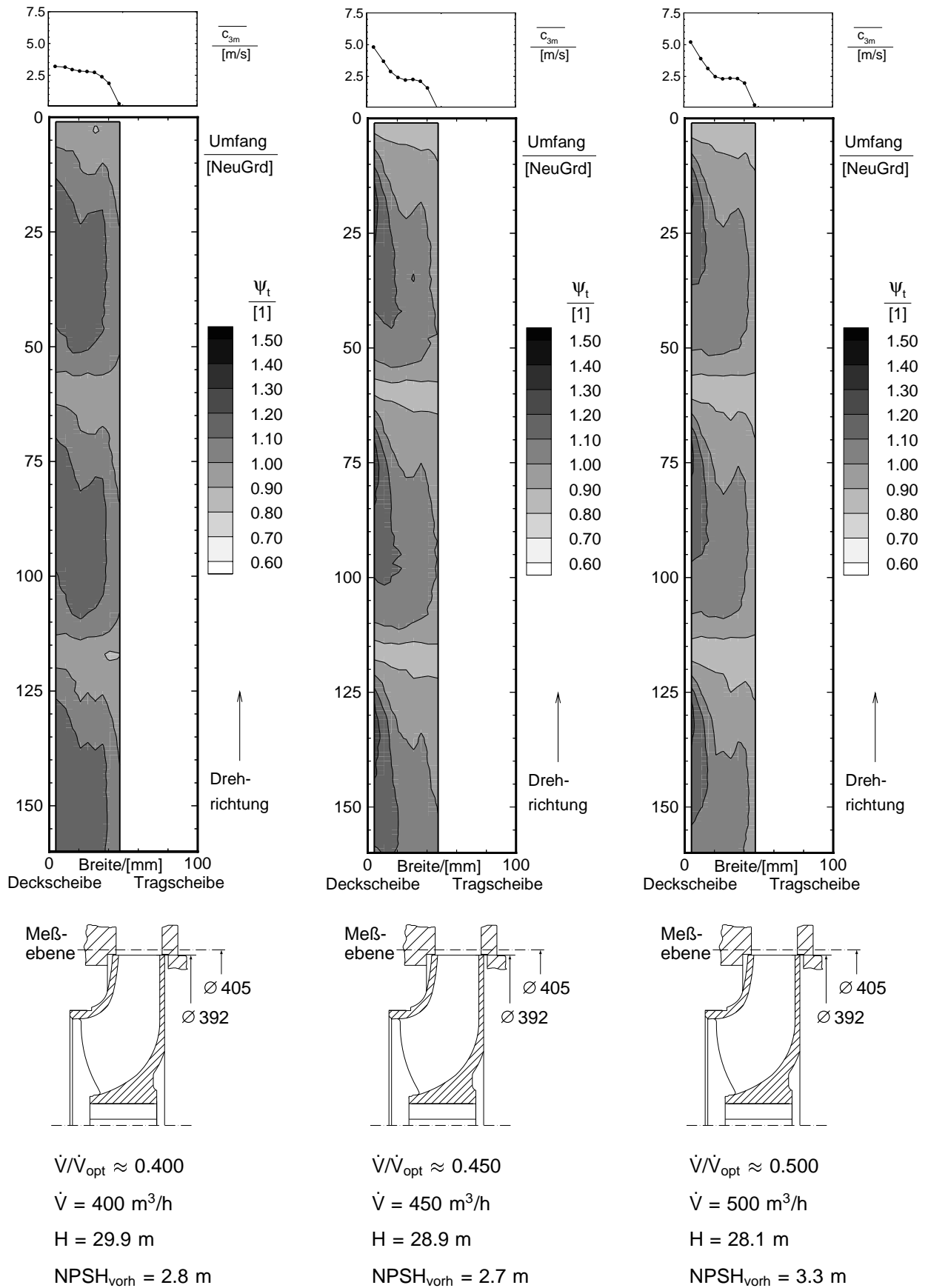
Bild A51: Druckzahl ψ_{st} am Austritt von Laufgrad C bei $NPSH_{3\%}$

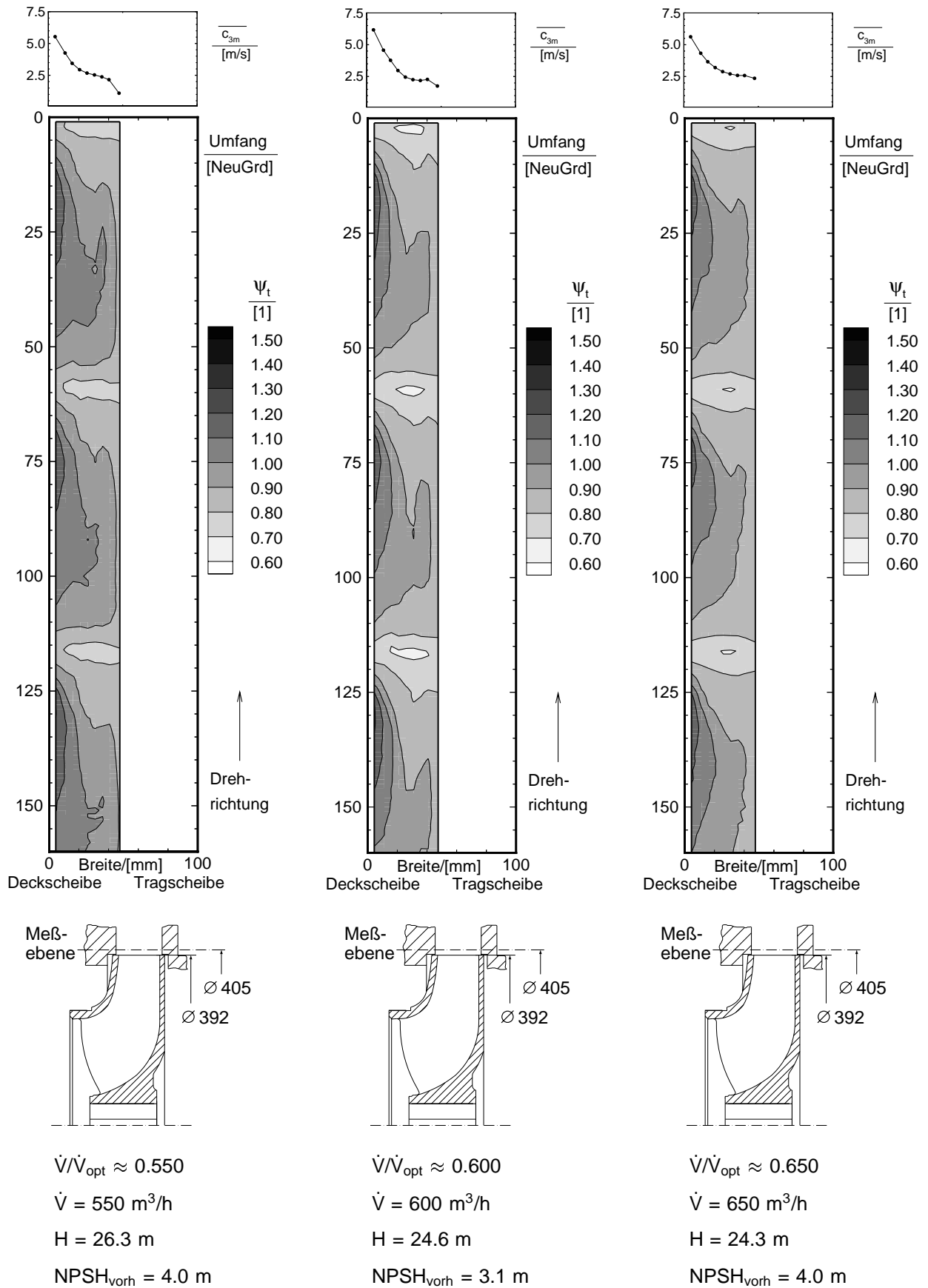
Bild A52: Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

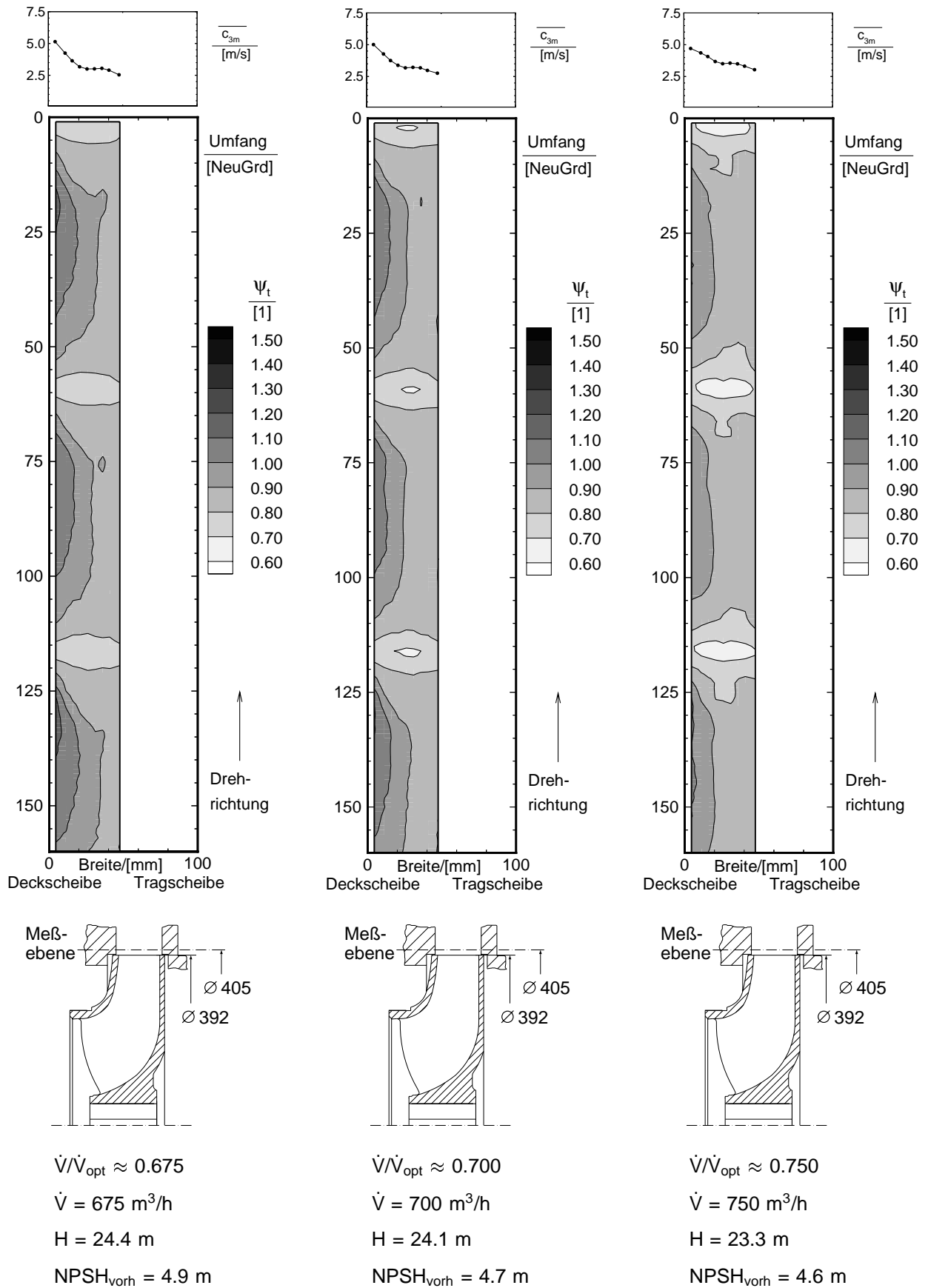
Bild A53: Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufgrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

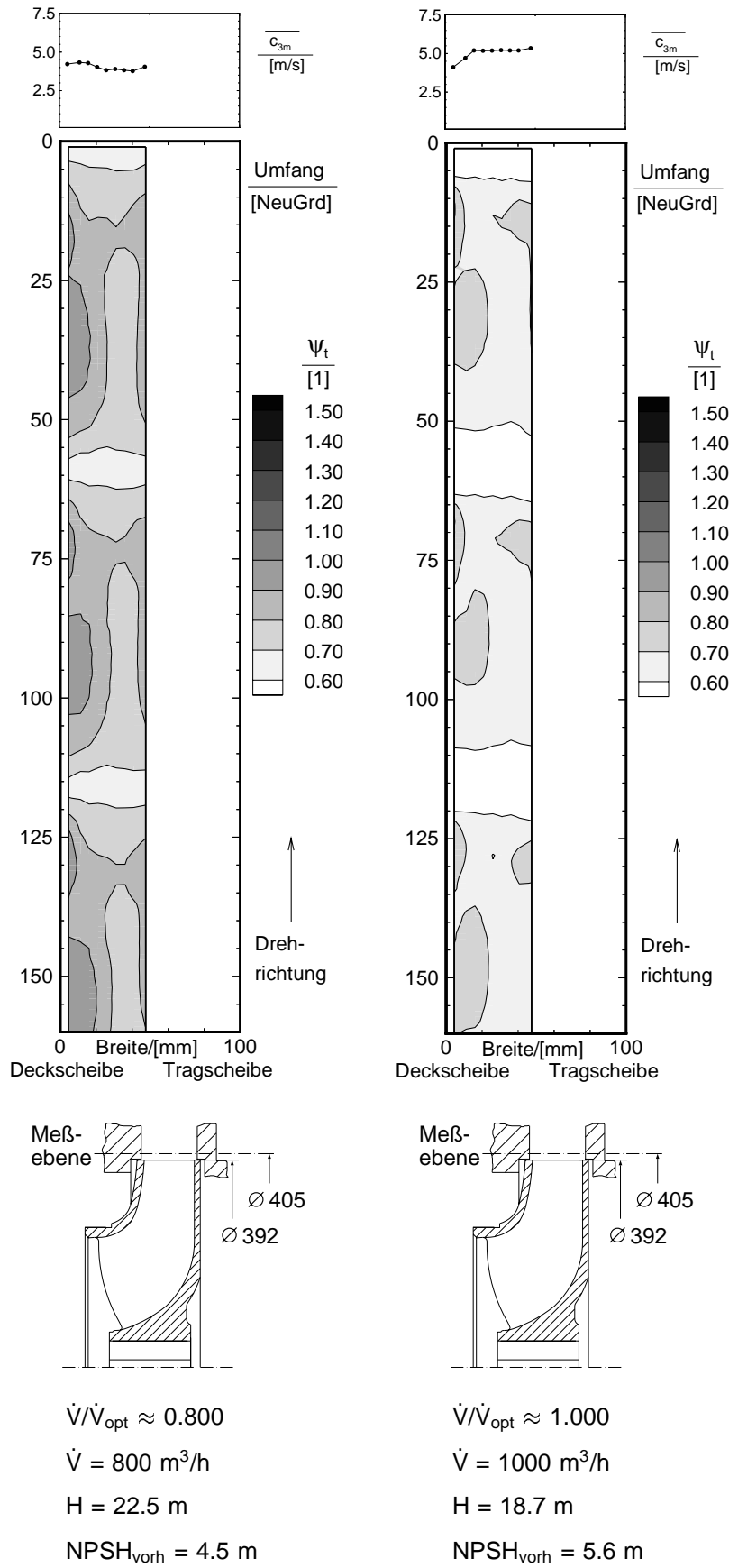
Bild A54: Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A55: Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A56: Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

Bild A57: Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

Bild A58: Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufblad C bei $NPSH_{3\%}$

Bild A59: Druckzahl ψ_t am Austritt von Laufgrad C bei $NPSH_{3\%}$

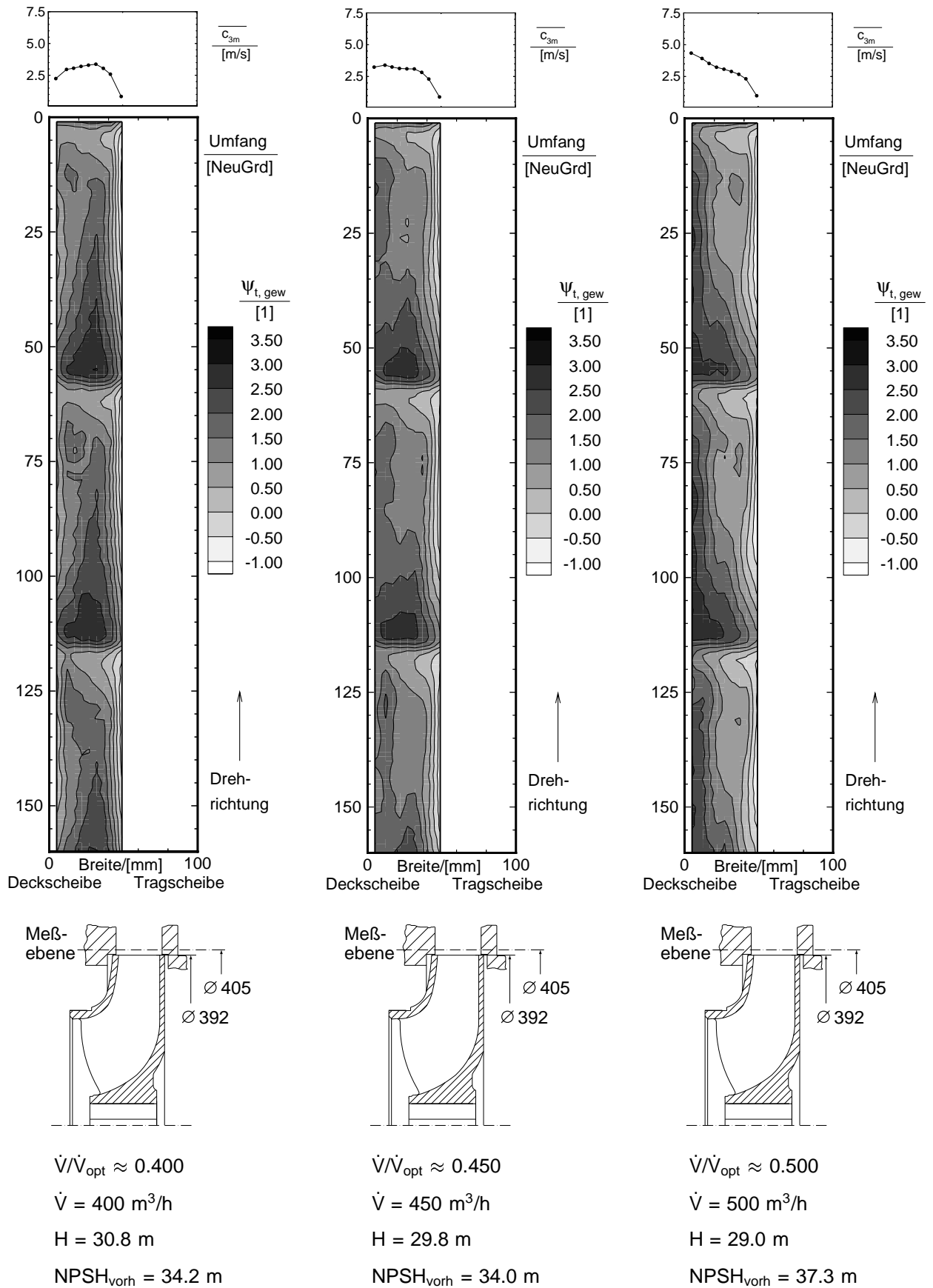
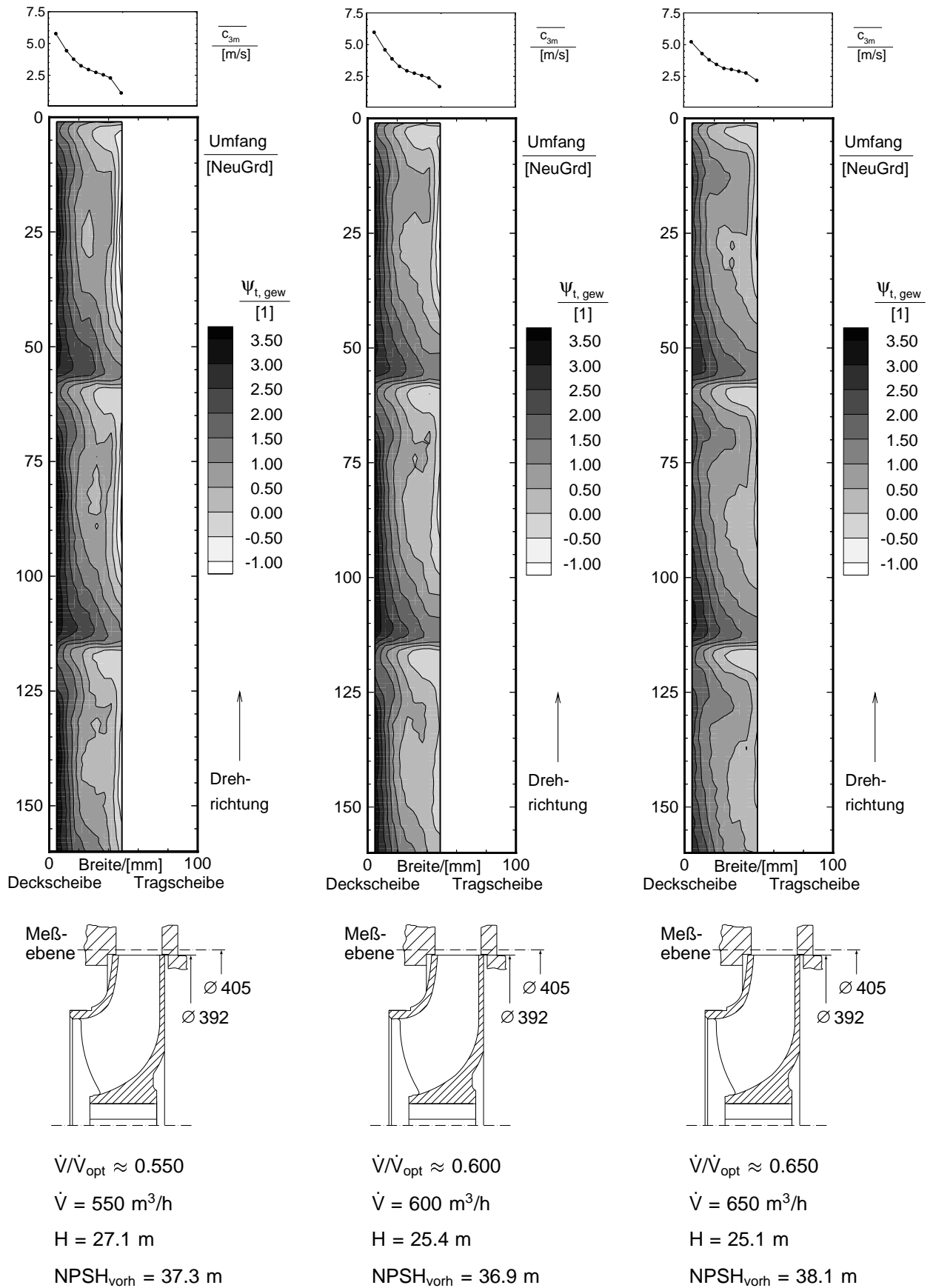
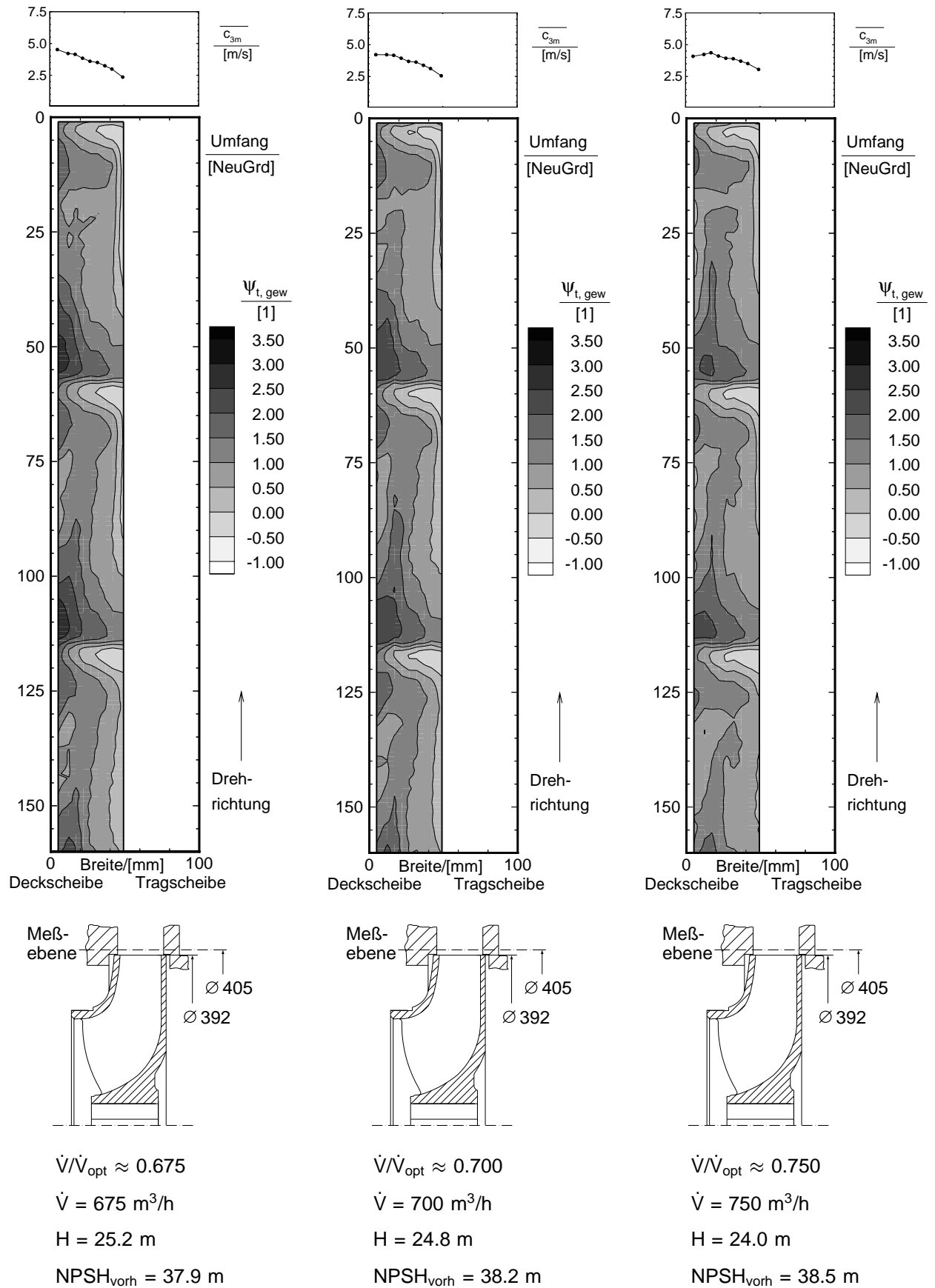


Bild A60: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A61: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A62: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

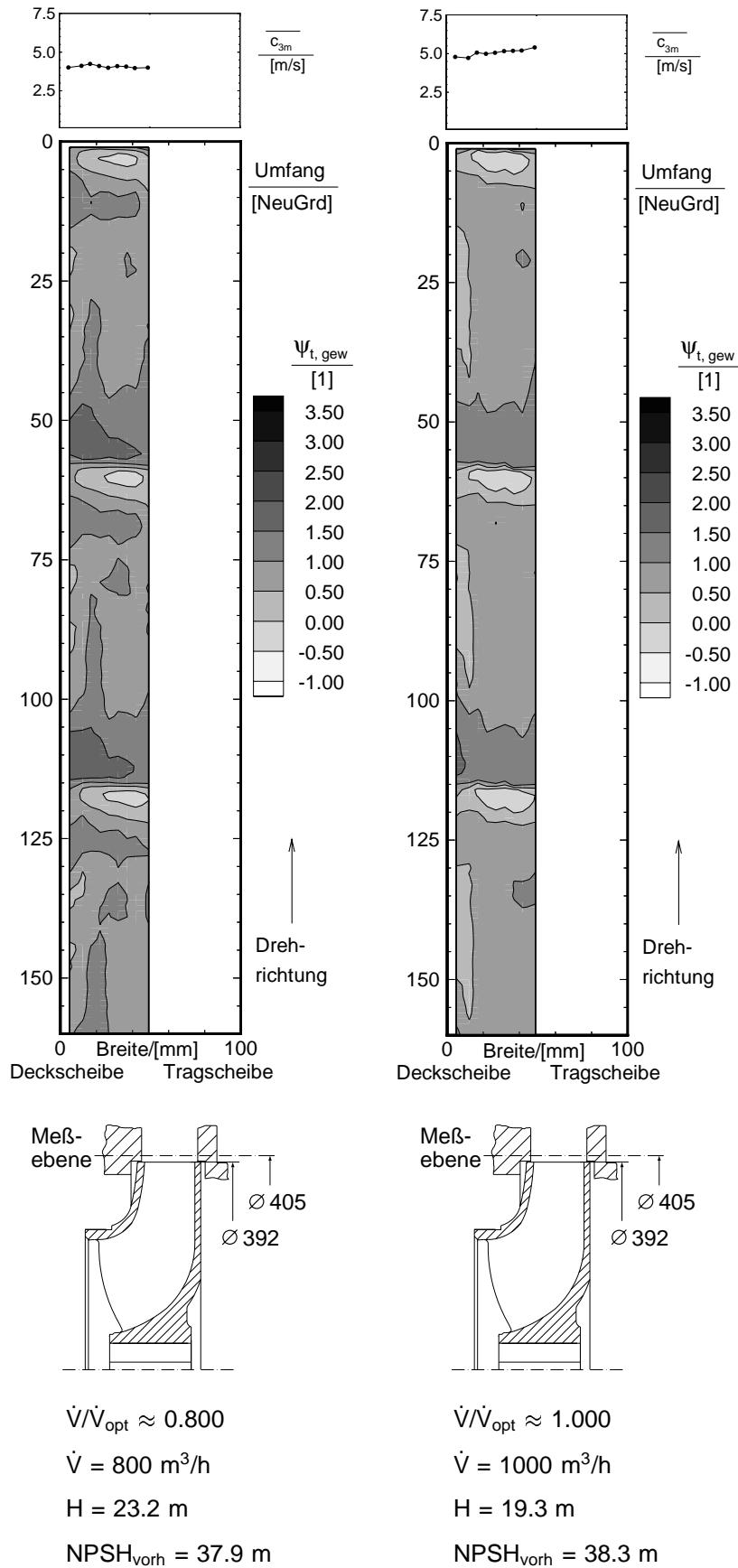
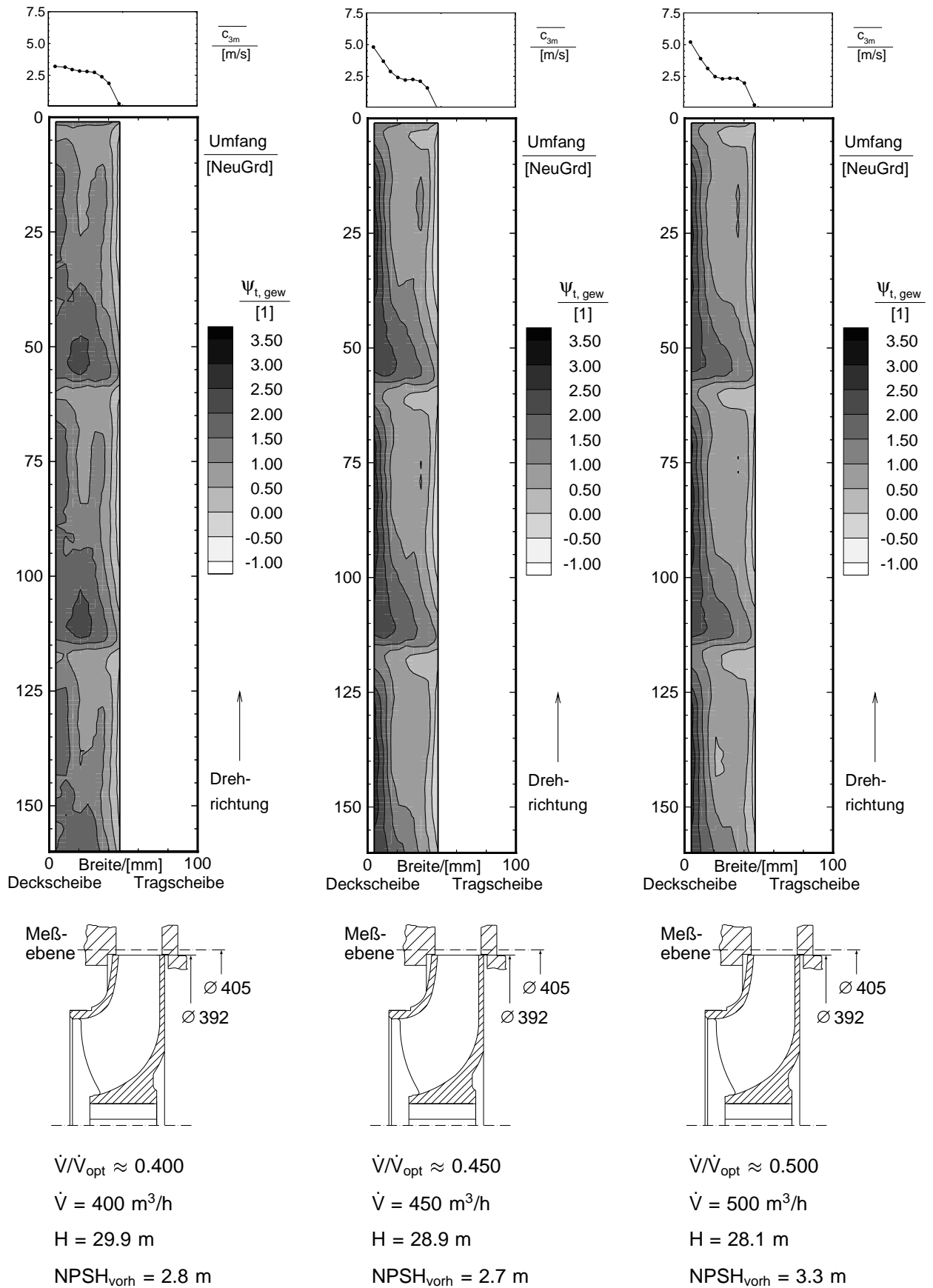


Bild A63: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad C bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A64: Druckzahl $\psi_{t, \text{gew}}$ am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

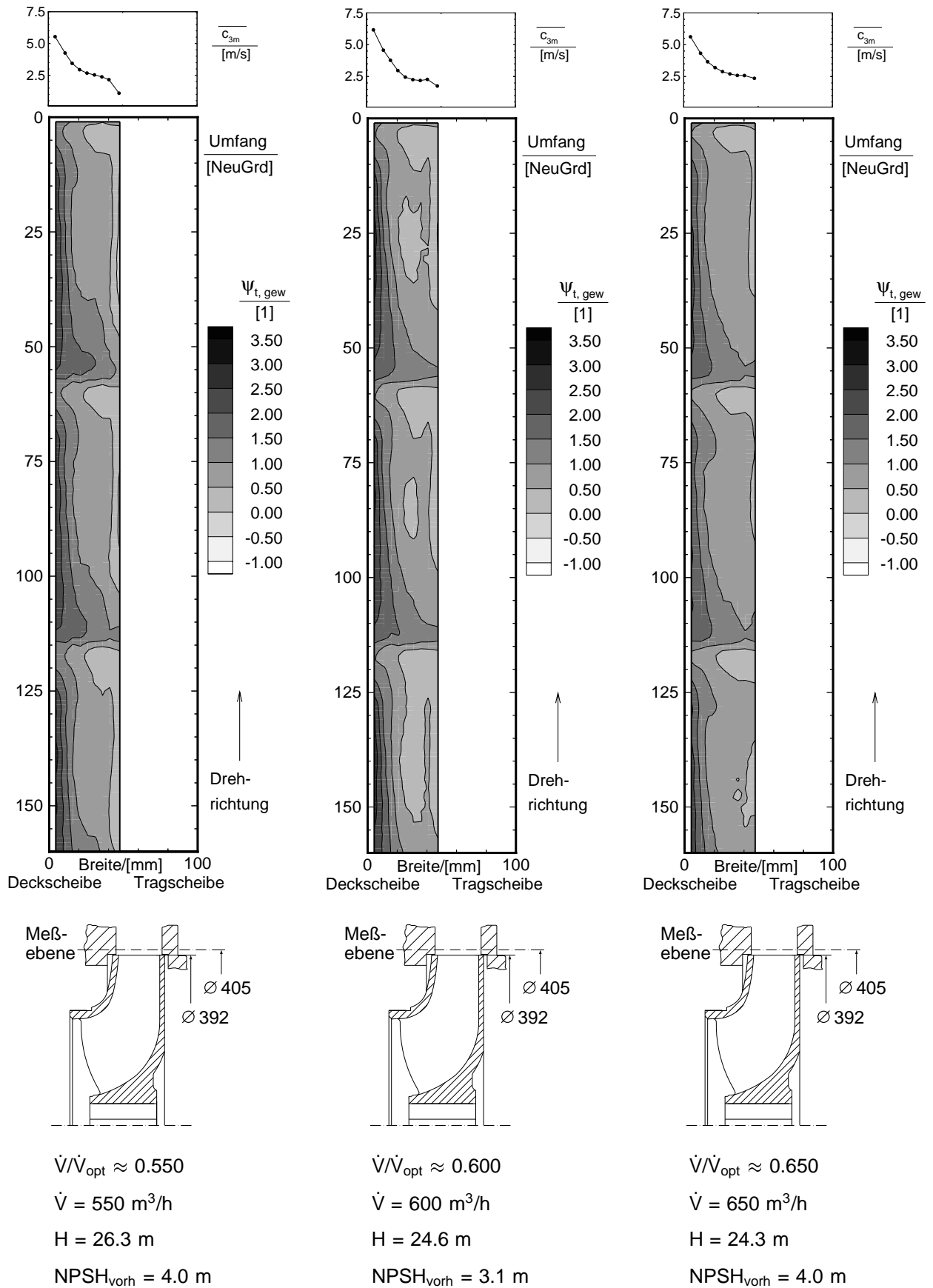
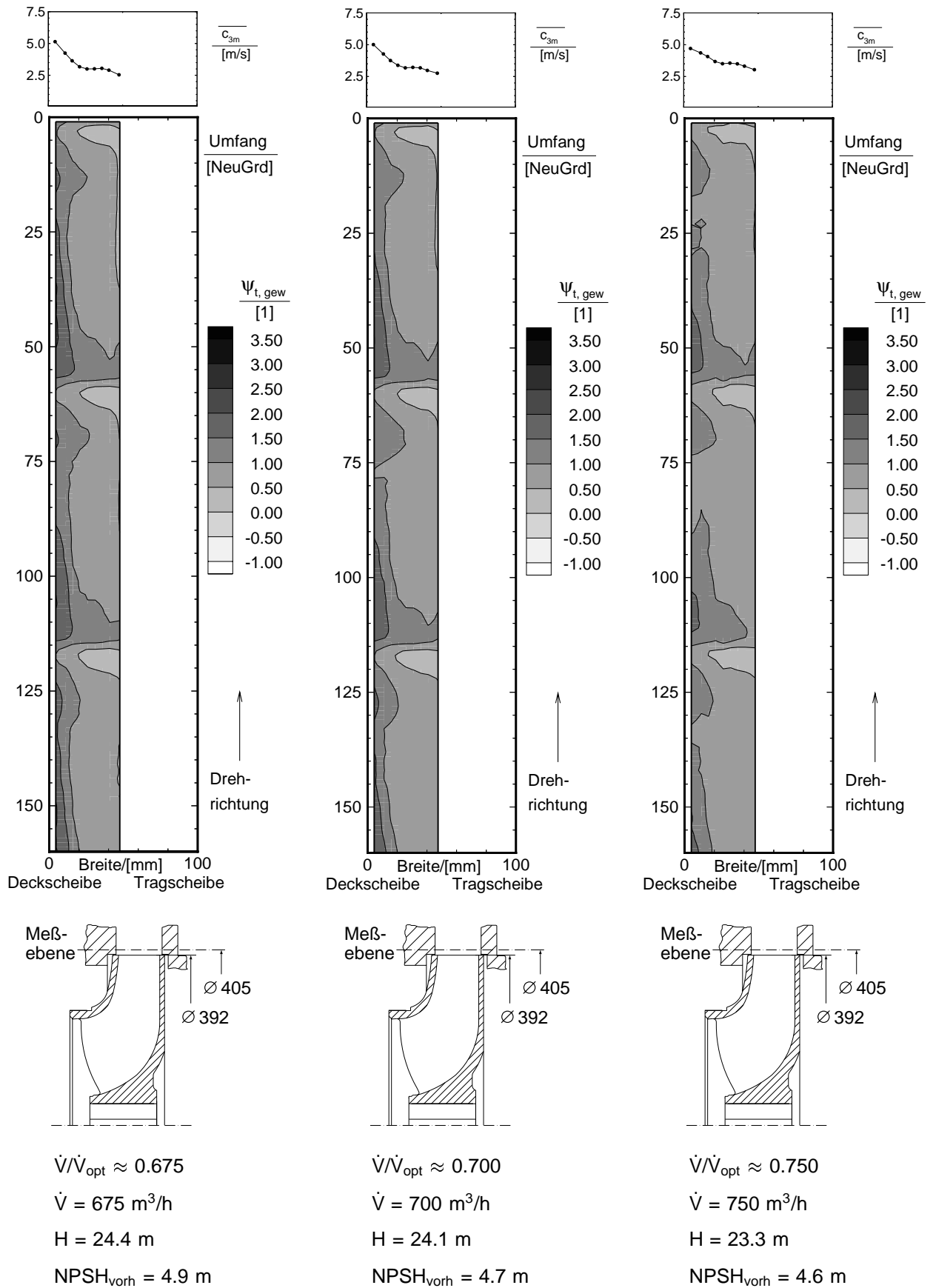


Bild A65: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

Bild A66: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

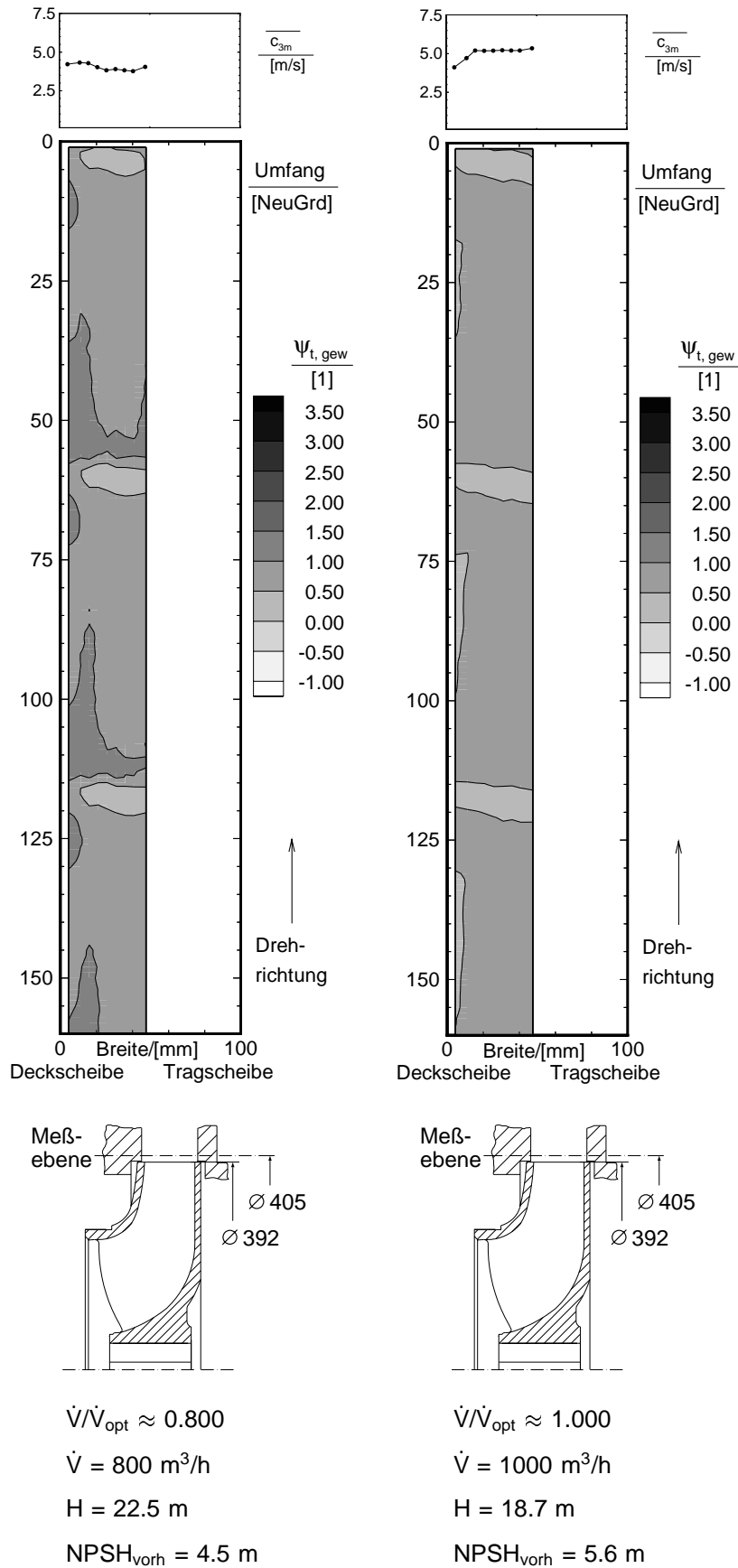
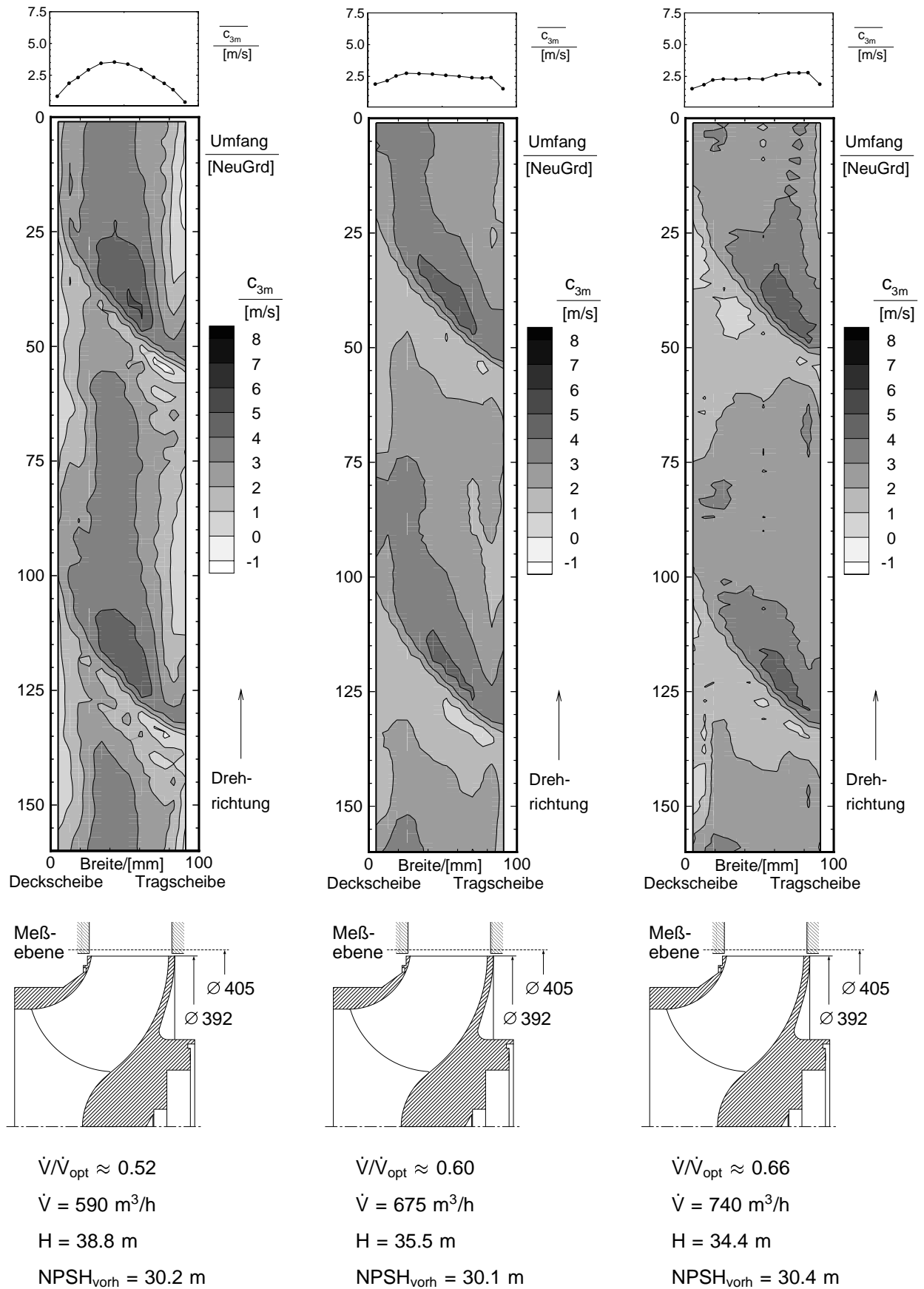
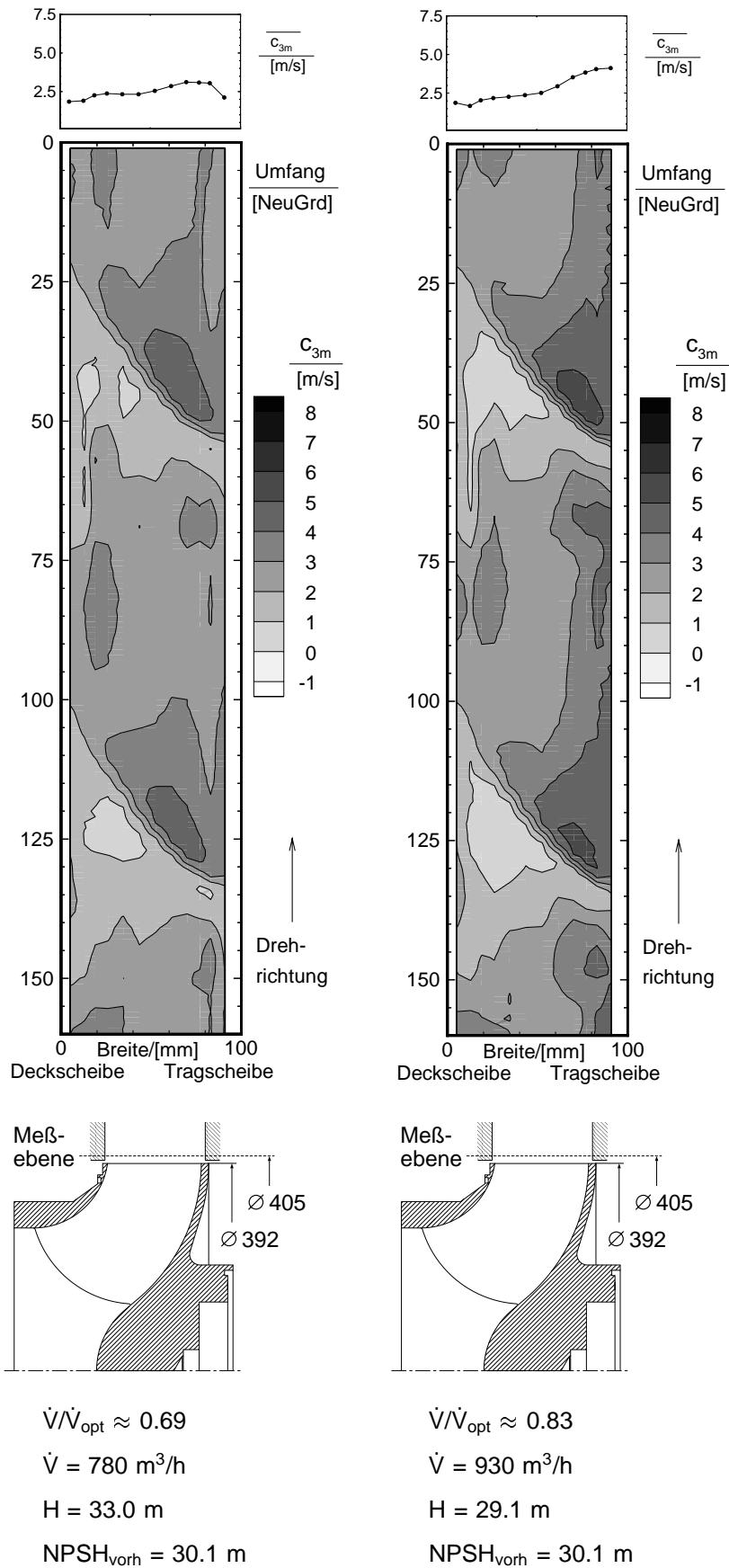
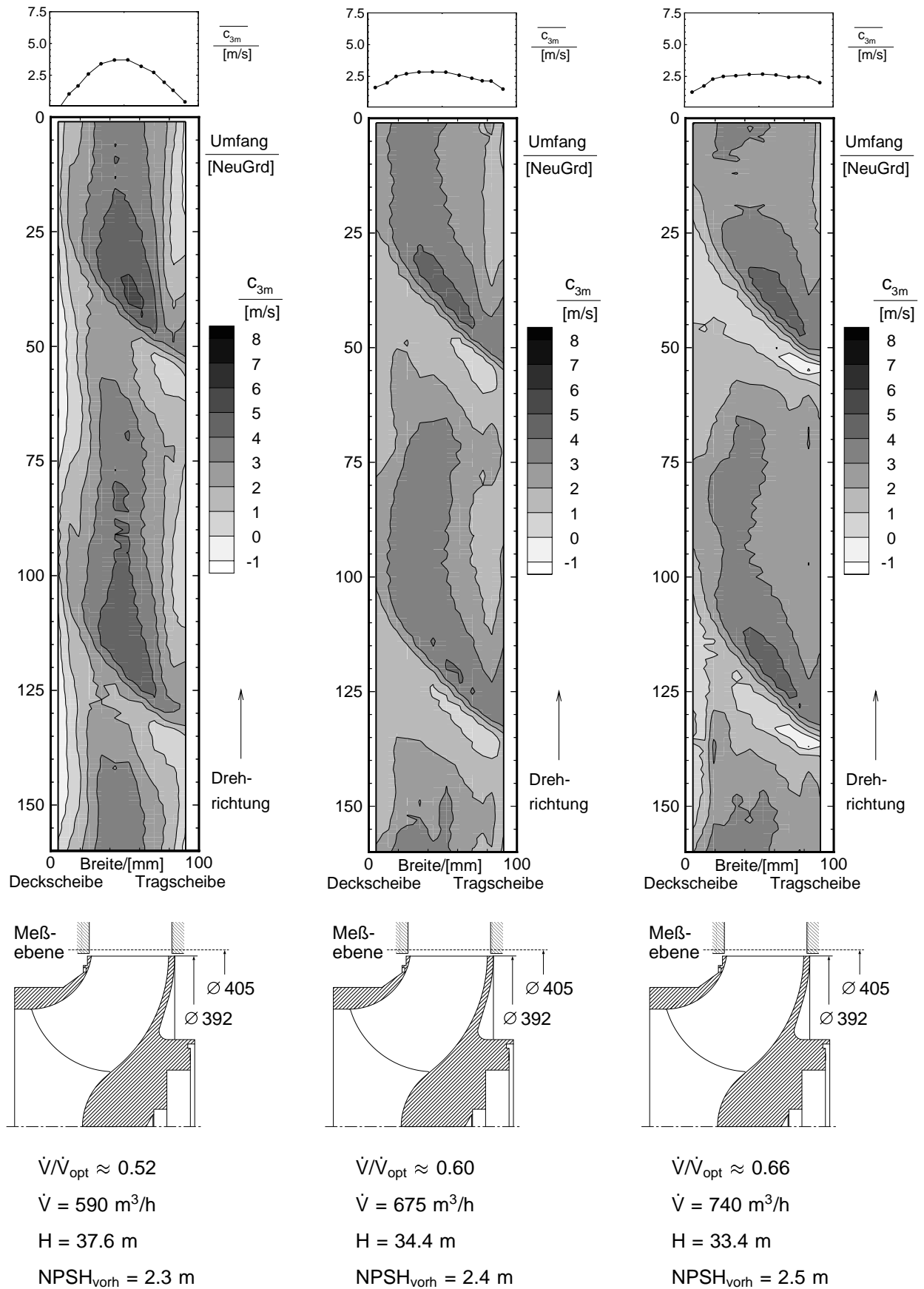
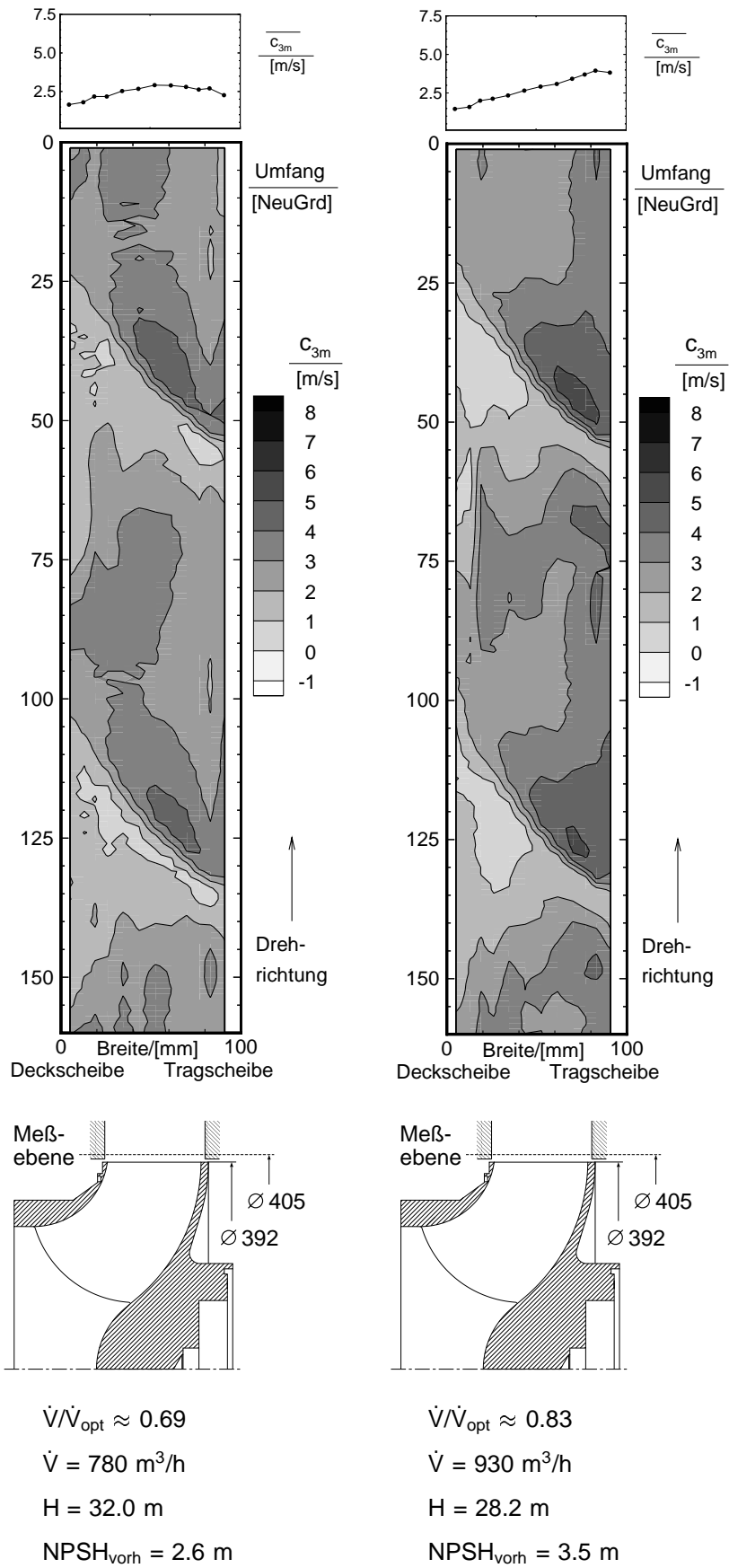


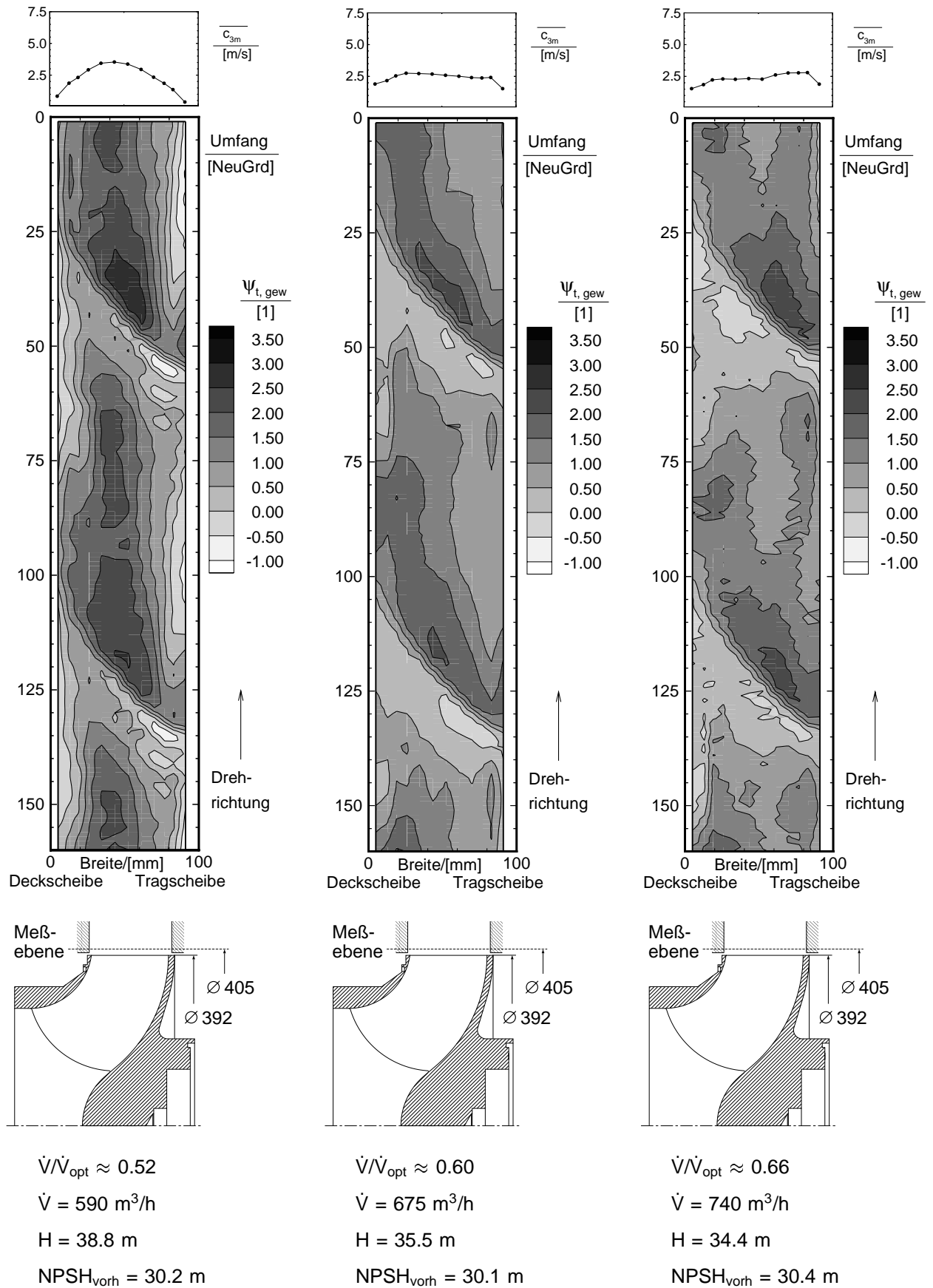
Bild A67: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad C bei $NPSH_{3\%}$

Bild A68: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad A bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A69: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad A bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A70: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad A bei $NPSH_{3\%}$

Bild A71: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad A bei $NPSH_{3\%}$

Bild A72: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad A bei kavitationsfreiem Betrieb

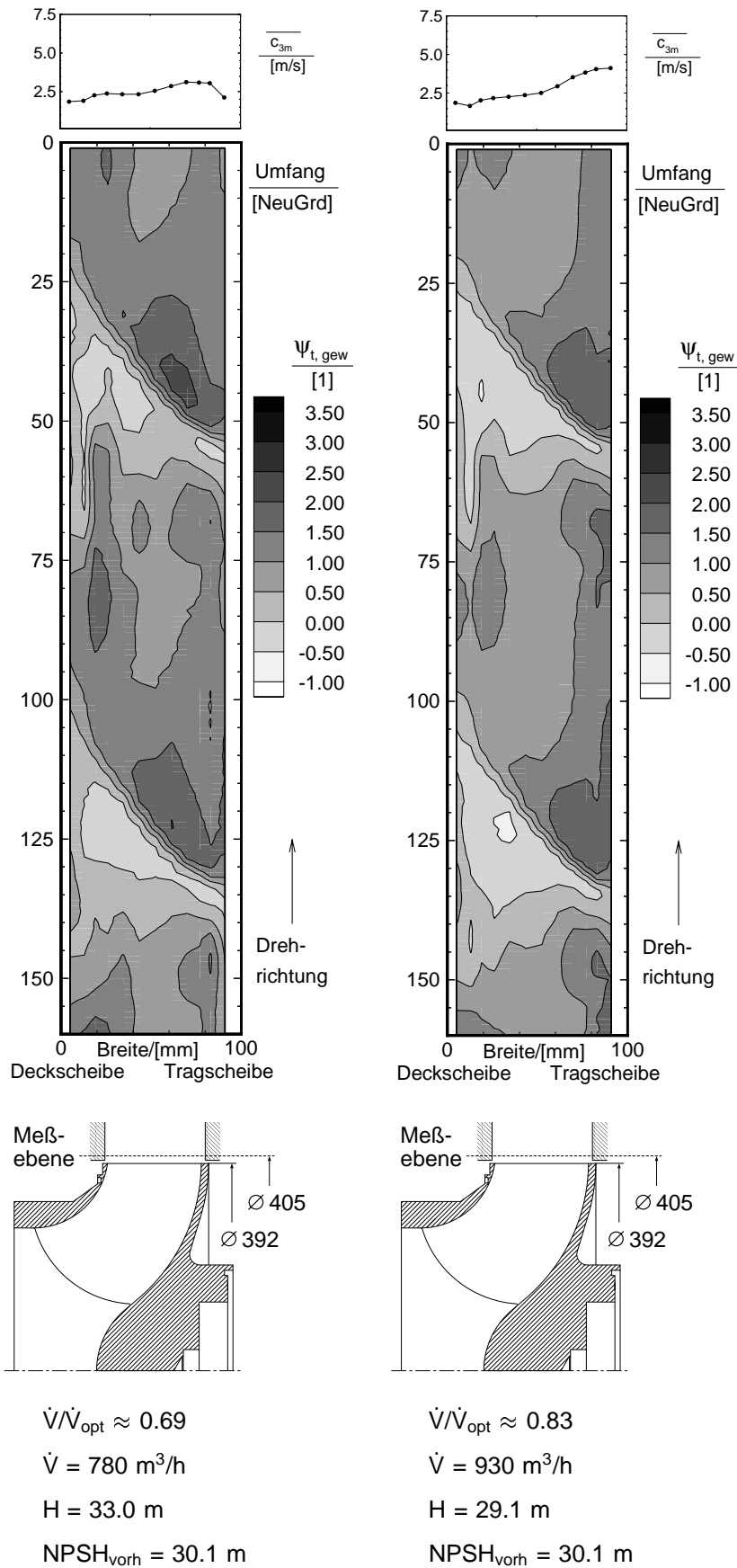


Bild A73: Druckzahl $\psi_{t, \text{gew}}$ am Austritt von Laufrad A bei kavitationsfreiem Betrieb

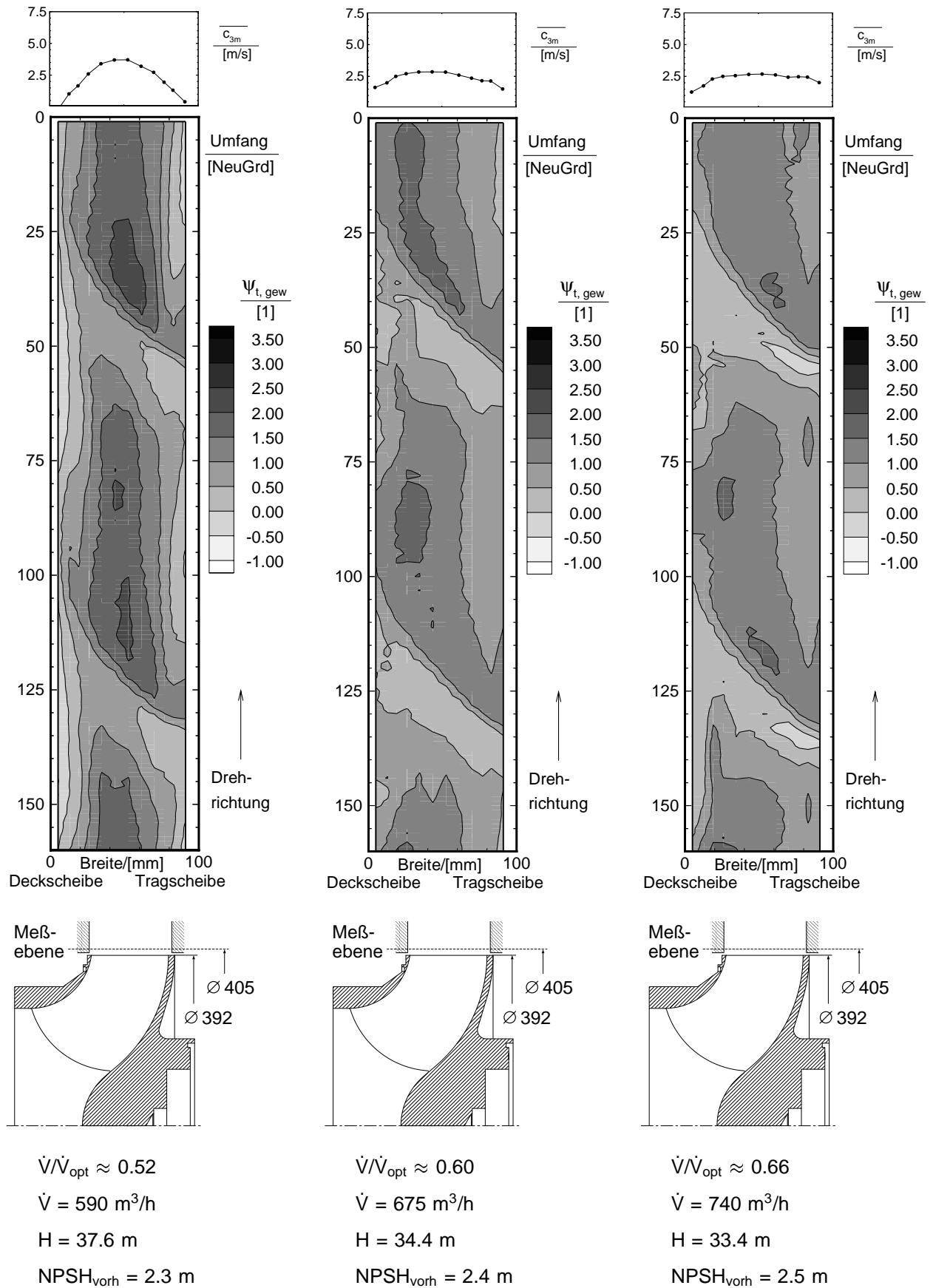


Bild A74: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufblad A bei $NPSH_{3\%}$

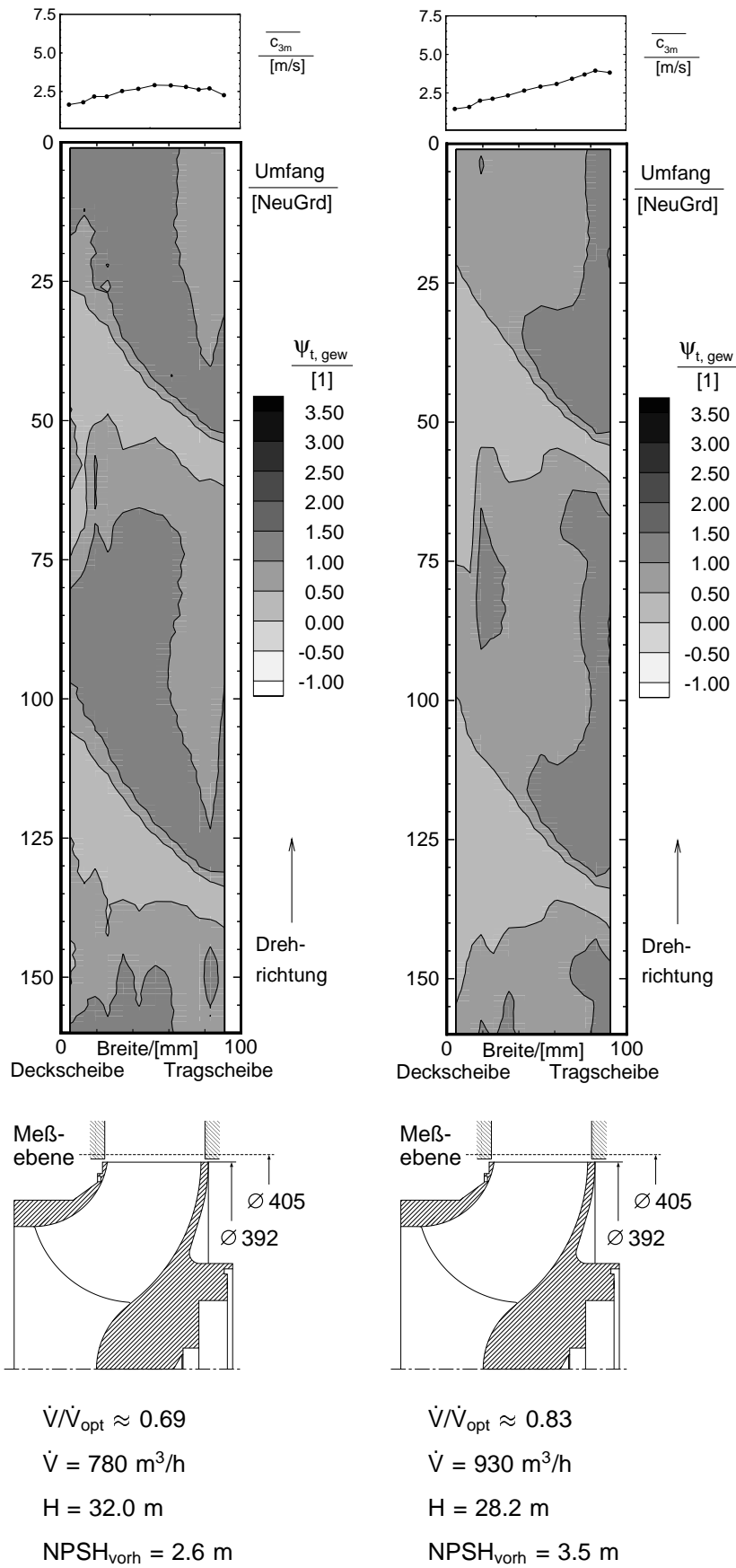
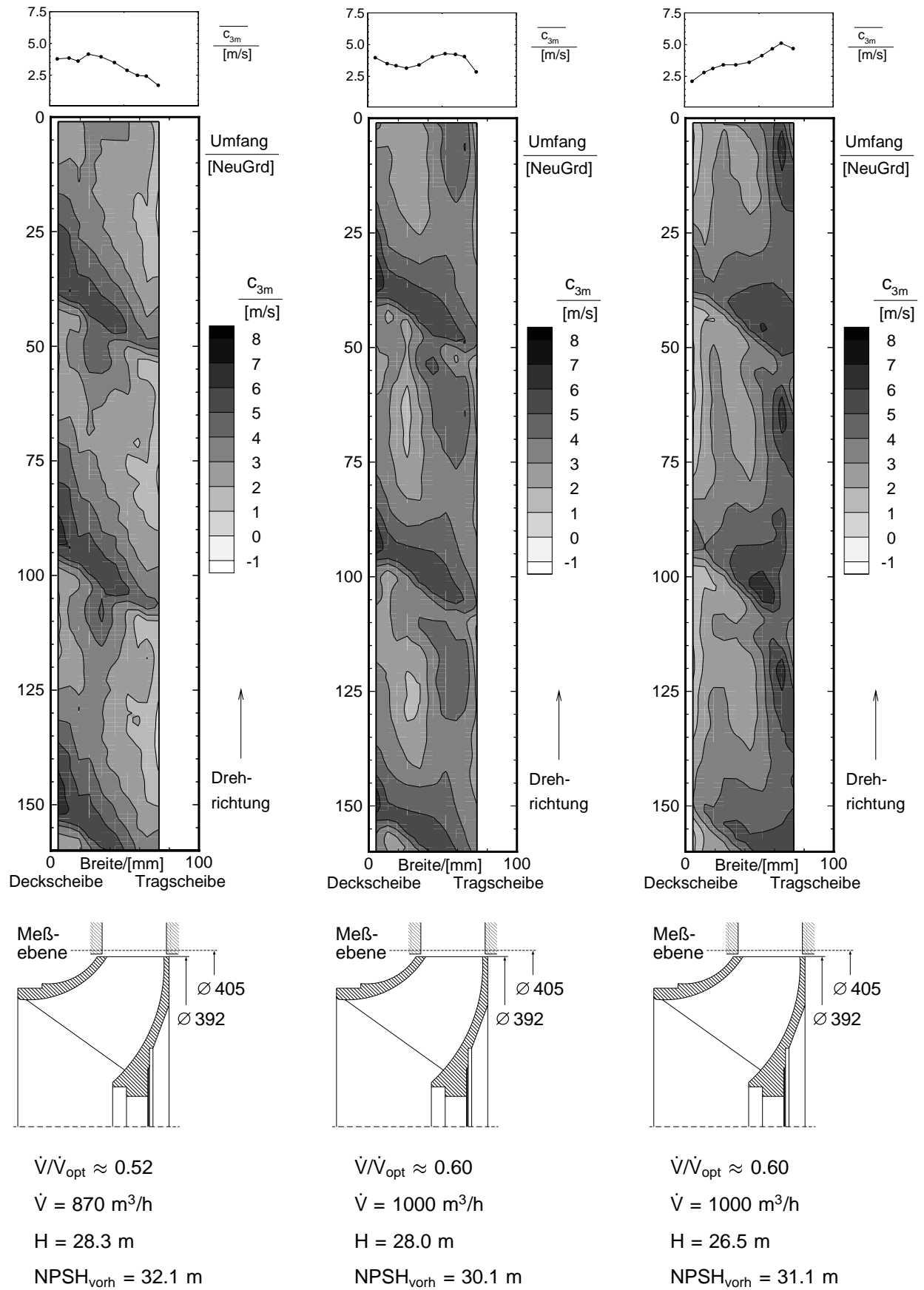
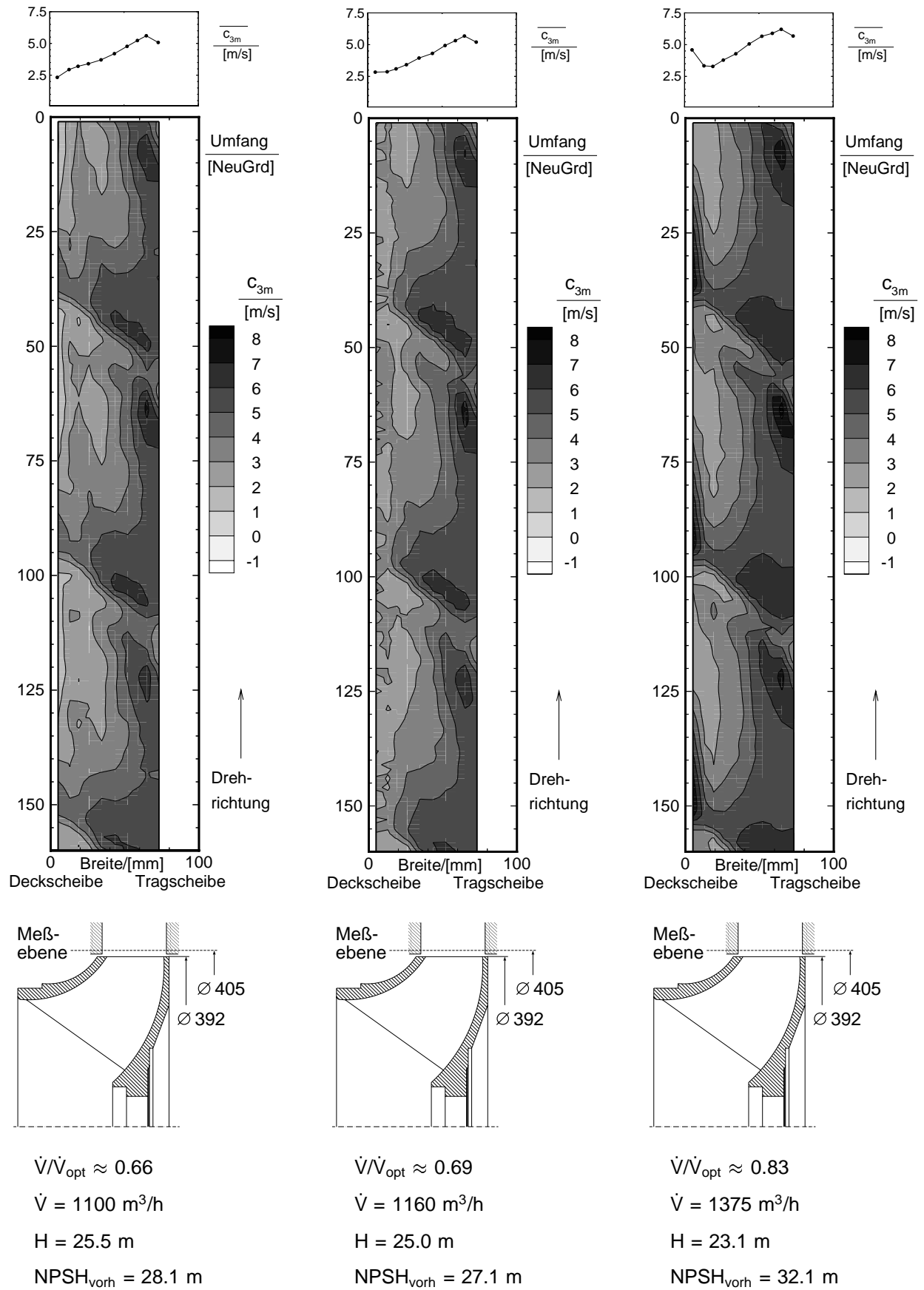
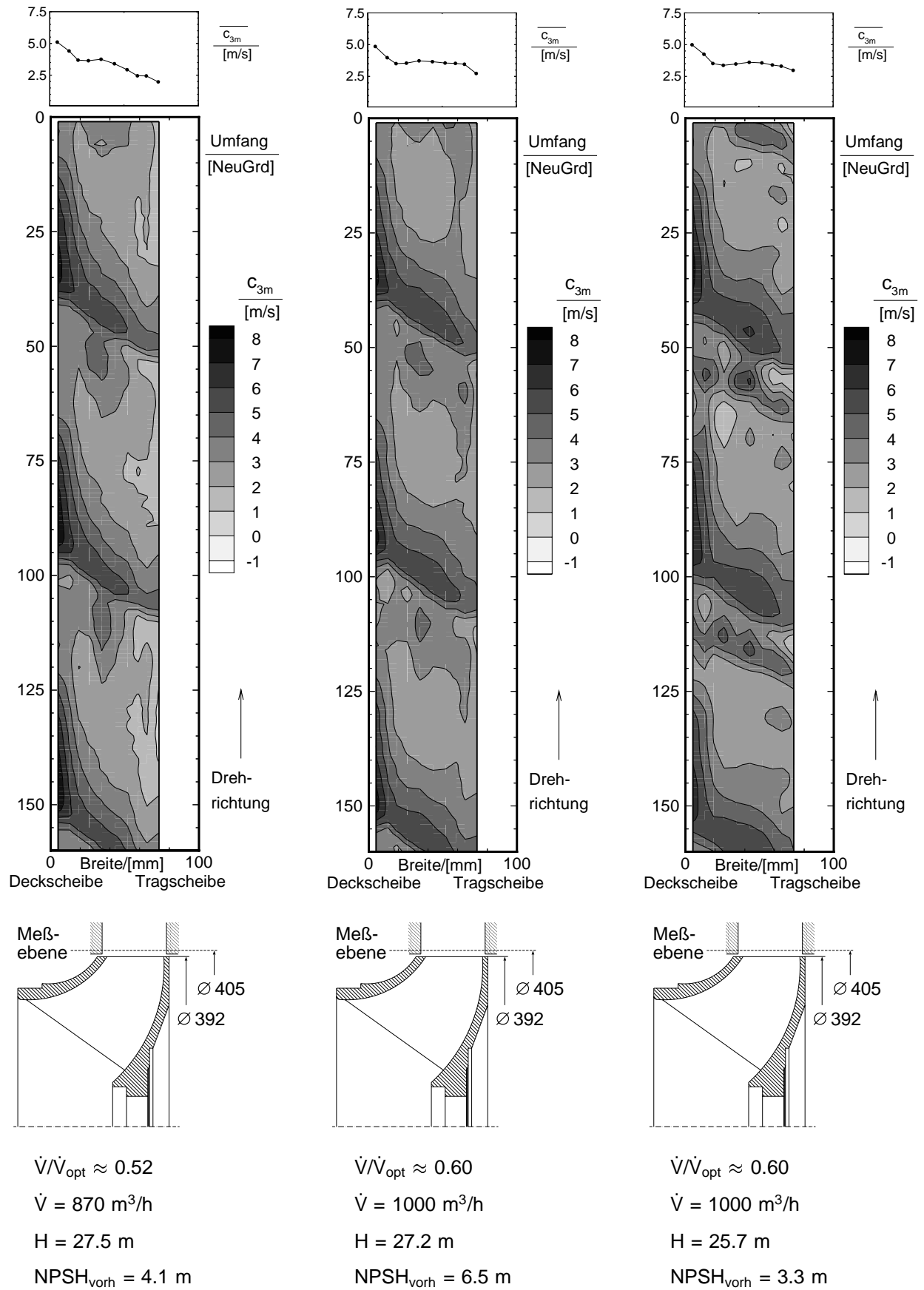
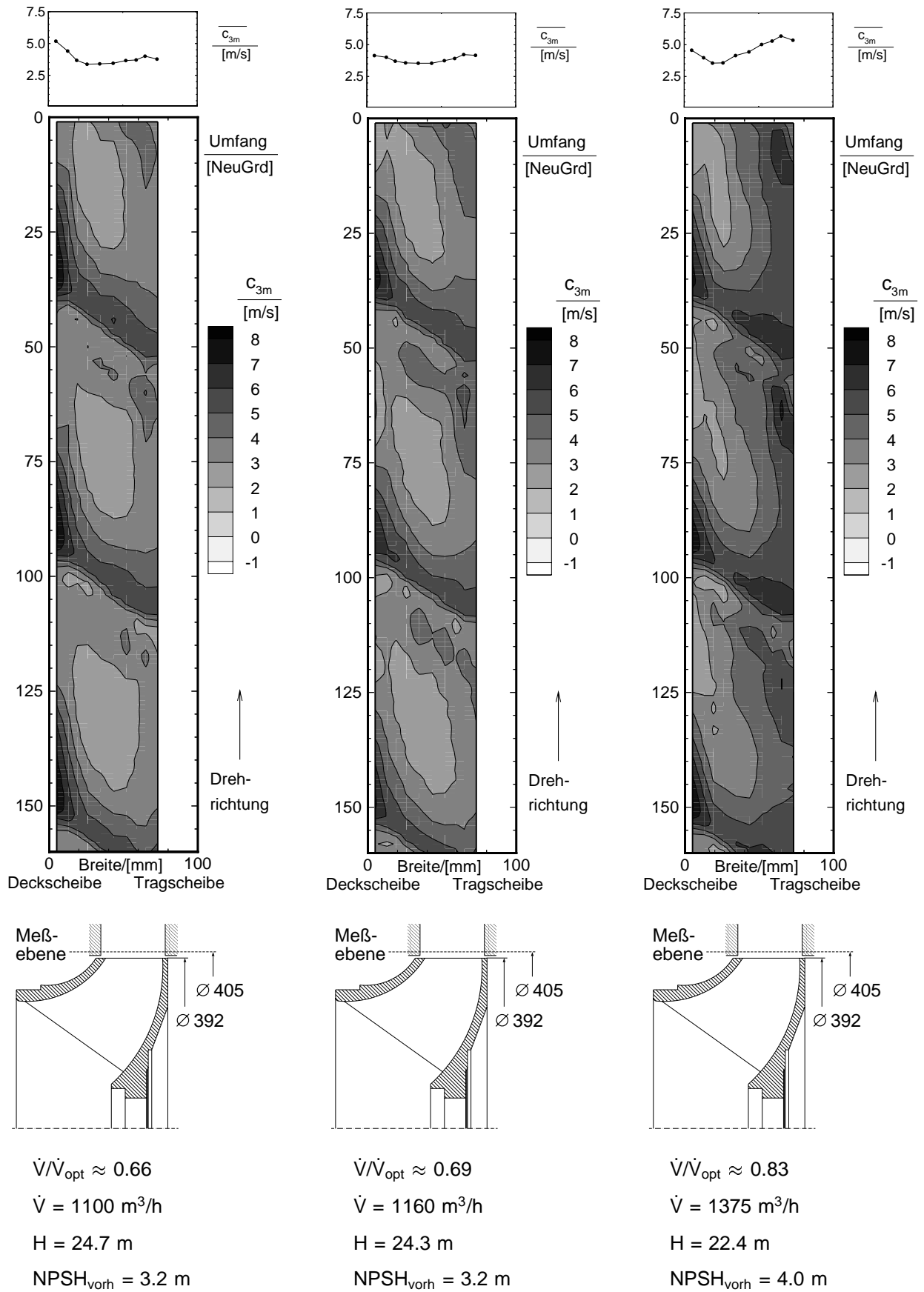


Bild A75: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad A bei $NPSH_{3\%}$

Bild A76: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad B bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A77: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad B bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A78: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad B bei $NPSH_{3\%}$

Bild A79: Meridiangeschwindigkeit c_{3m} am Austritt von Laufrad B bei $NPSH_{3\%}$

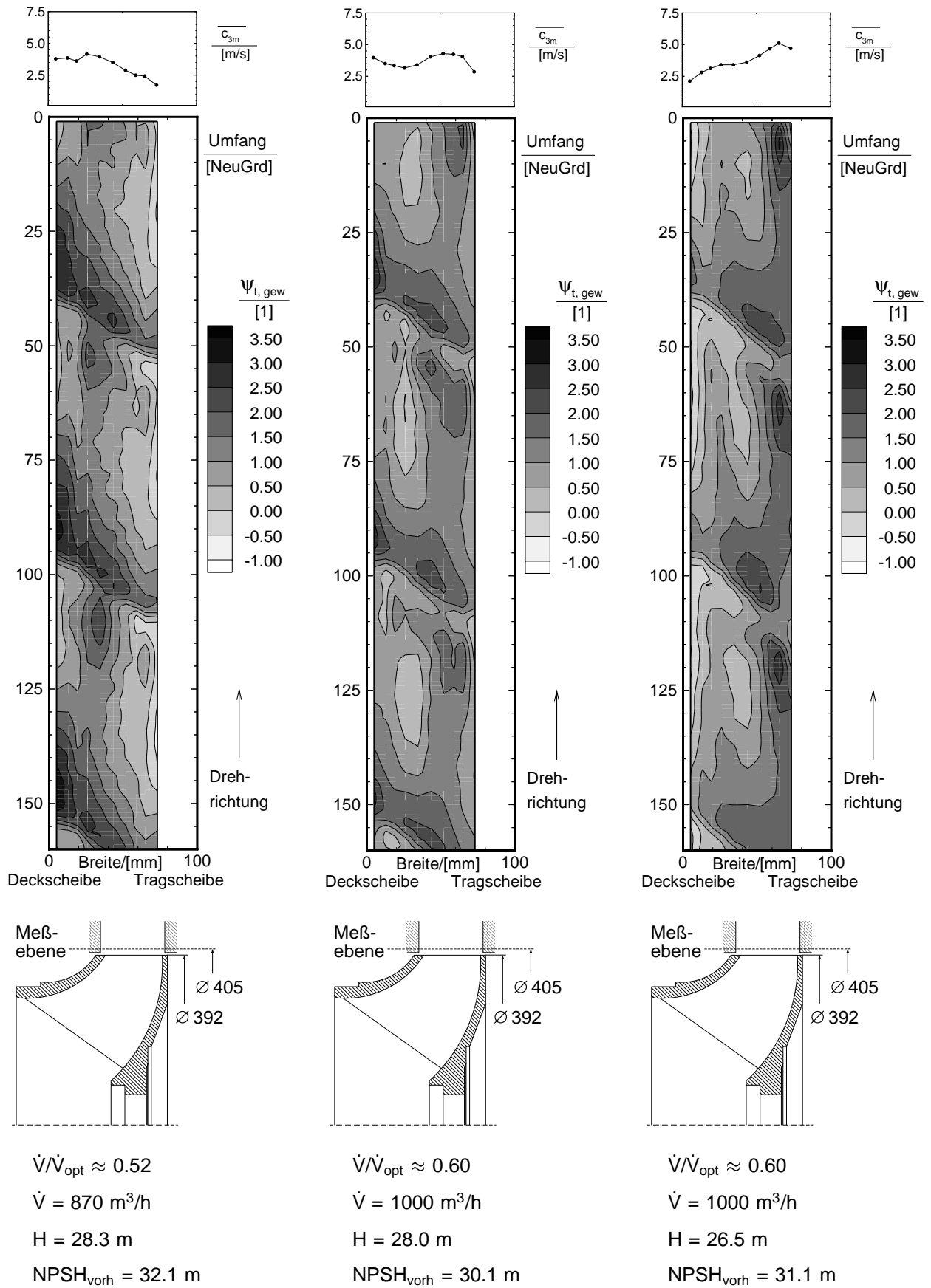
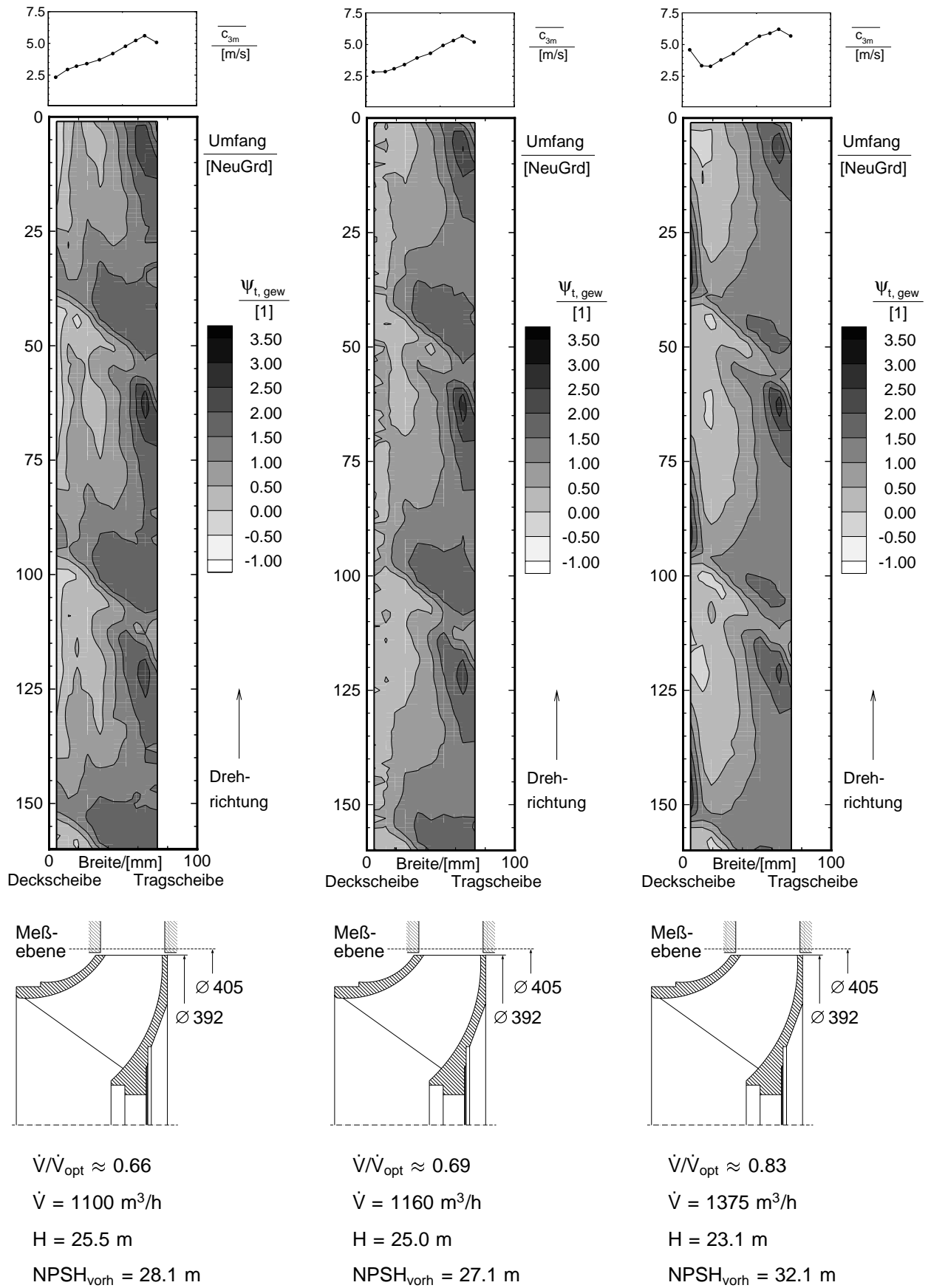
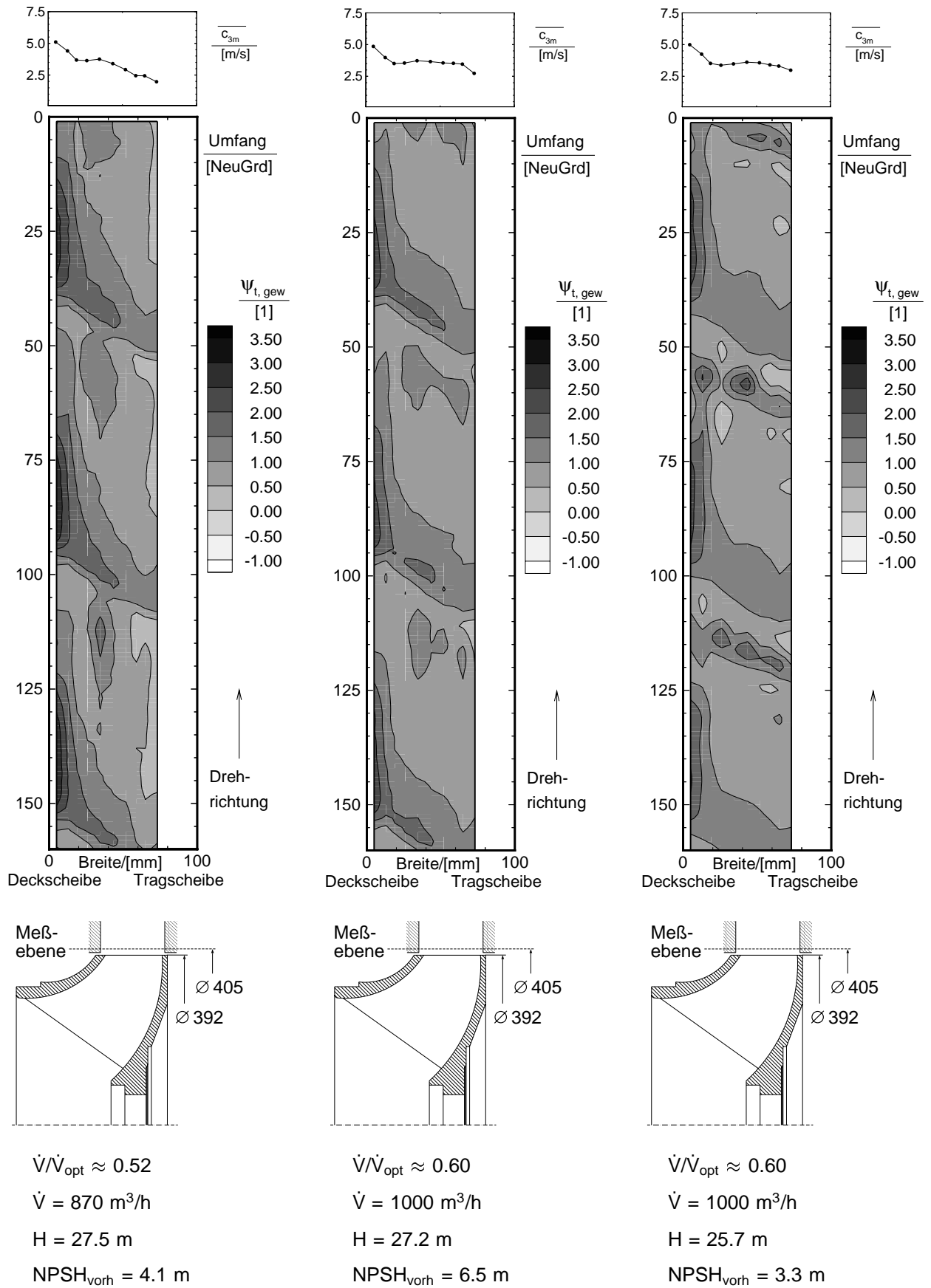
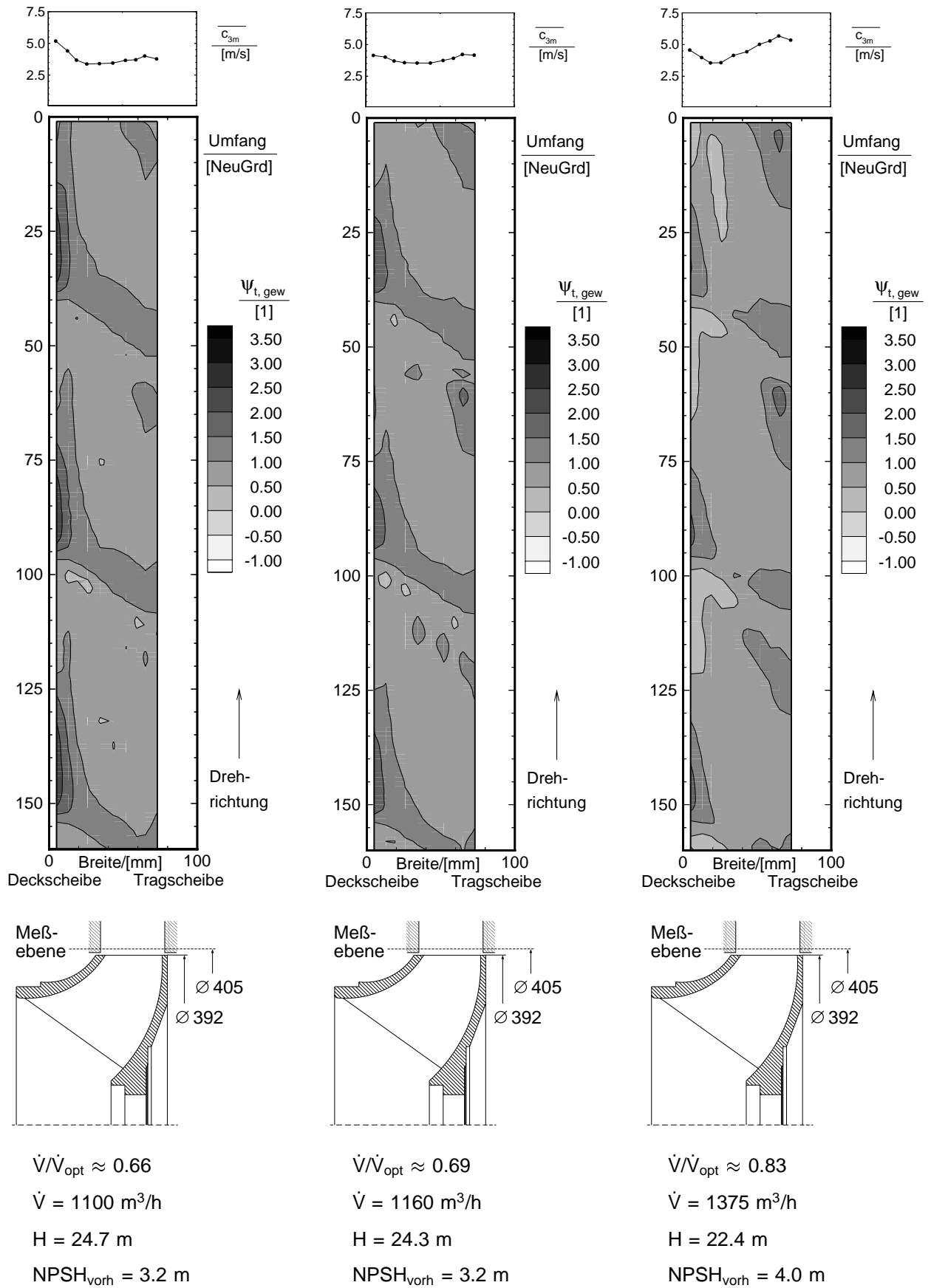


Bild A80: Druckzahl $\psi_{t, \text{gew}}$ am Austritt von Laufrad B bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A81: Druckzahl $\psi_{t, \text{gew}}$ am Austritt von Laufrad B bei kavitationsfreiem Betrieb

Bild A82: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad B bei $NPSH_{3\%}$

Bild A83: Druckzahl $\psi_{t, gew}$ am Austritt von Laufrad B bei $NPSH_{3\%}$

Lebenslauf

| | |
|----------------------|--|
| Name: | Thorsten Andreas Schmidt |
| Geburtsdatum: | 09. Februar 1963 |
| Geburtsort: | Schotten/Oberhessen |
| Eltern: | Karlwalter Schmidt, Oberförster, gest. 1972 Renate Schmidt, geb. Schulz, Lehrerin |
| Staatsangehörigkeit: | deutsch |
| Familienstand: | verheiratet |
| Schulbildung: | |
| 8/1969 - 7/1970 | Volksschule Steinhorst |
| 8/1970 - 7/1972 | Dörfergemeinschaftsschule Sandesneben |
| 8/1972 - 7/1973 | Grund- und Hauptschule Ratzeburg-Vorstadt |
| 8/1973 - 5/1982 | Lauenburgische Gelehrtenschule Ratzeburg Abschluß: Allgemeine Hochschulreife |
| Wehrdienst: | |
| 7/1982 - 6/1984 | Ausbildung zum Offizier der Reserve (Heer) |
| Studium: | |
| 10/1984 - 4/1991 | Studium des Maschinenbaus an der TU Braunschweig Studienrichtung: Strömungsmaschinen |
| Hochschultätigkeit: | |
| 5/1991 - 3/1993 | Wissenschaftlicher Assistent und Fachbereichsassistent des Fachbereichs Maschinenbau der TU Braunschweig |
| seit 4/1993 | Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Pfeiderer-Institut für Strömungsmaschinen der TU Braunschweig bei Prof. Dr.-Ing. G. Kosyna |